Karl-Heinz Decker

ELEMENTI STROJEVA

2. popravljeno izdanje

TEHNIČKA KNJIGA
ZAGREB

PREDGOVOR UZ PRIJEVOD

Njemački original ove knjige je u relativno kratkom roku izišao u 7 izdanja. U knjizi su jednostavno i vrlo sažeto dana potrebna teoretska objašnjenja, a obiluje i nizom praktičkih podataka. To se posebno odnosi na standarde i podatke o materijalima. Veliku vrijednost knjige predstavljaju jednostavne i lako razumljive slike. U prijevodu je pokušano uz njemačke oznake standarda dati i odgovarajuće jugoslavenske, a to je učinjeno i za njemačke oznake materijala uz koje su navedene bar približno odgovarajuće jugoslavenske oznake.

U njemačkom originalu nisu opisani planetarni prijenosnici, tarni prijenosnici, kočnice, brtve, cijevni vodovi i zaporni organi, pa su zbog potreba naše nastave i prakse, a uz dopuštenje autora i izdavača, ta poglavlja obrađena kao poseban dodatak prijevodu. Pri tome se nastojalo da se, koliko je to bilo moguće, ne mijenja način iznošenja gradiva, kako dodatak ne bi narušio cjelovitost.

Isto tako u poglavlju o zupčanicima njemačkog originala nisu obrađene evolventne funkcije koje omogućavaju vrlo jednostavan i točan proračun debljine zuba na bilo kojem dijelu boka, proračun razmaka osi V parova, proračun pogonskog kuta zahvatne crte, zbroj faktora pomaka profila itd. Zato su u dodatku, kao nadopuna poglavlju „9.1.9. V-čelnici i V-prijenosnici s ravnim zubima“ obrađene

EVOLVENTNE FUNKCIJE i
PRORAČUN RAZMAKA OSI ČELNIKA UPOTREBOM EVOLVENTNIH FUNKCIJA.

Prevodioci

IZ PREDGOVORA 7. NJEMAČKOM IZDANJU

Velika potražnja ove knjige iziskivala je već u kratkom roku njeno novo izdanje. Pisana je za potrebe nastave na Visokim tehničkim i stručnim školama. Najvažniji elementi strojeva izneseni su u kratkom ali preglednom obliku, prilagođenom ciljevima nastave na školama za tehničko obrazovanje. Pri tome je obrađena svaka grupa elemenata strojeva zasebno i time omogućen izbor obrade gradiva neovisno od ostalih elemenata strojeva.

Stručno područje „Elemenata strojeva" vrlo je opsežno i stalno se proširuje novim spoznajama i rezultatima istraživanja. Od toga se mogu u okviru školovanja inženjera i tehničara obraditi samo bitna područja odabrana prema samim ciljevima izobrazbe. Daljnju izgradnju tih saznanja mora se prepustiti praksi, rješavanjem konkretnih problema konstrukcija.

Sve oznake u jednadžbama prilagođene su novim DIN normama, a sve mjerne jedinice su u SI-sustavu, kojeg propisuje zakon. Samo u iznimnim slučajevima, radi lakšeg računanja, upotrijebljene su veličinske jednadžbe. Inače su isključivo navedene samo jednadžbe u koje se mogu uvrstiti SI-jedinice i od njih izvedene SI-jedinice (kg, m, s, N, W, kW, Pa, J, K itd.). Gotovo ispod svake jednadžbe za proračun nalazi se iscrpna legenda u kojoj su naznačene upotrijebljene mjerne jedinice i njihovo značenje. Na taj se način postizava dobar pregled i izbjegava zabuna. Tablice su ubačene na odgovarajućim mjestima unutar teksta, tako da ih ne treba tražiti na kraju.

Mnoštvo opširnih tablica daje čitaocu konstruktoru u praksi sve podatke potrebne za proračun elemenata strojeva. Naročito se pazilo na mogućnost utvrđivanja odgovarajućih vrijednosti dopuštenog naprezanja, tlaka i opterećenja . . .

Berlin u rujnu, 1975.

Karl-Heinz Decker

SADRŽAJ

1. Nerastavljivi spojevi

1.1. Zavareni spojevi 13
1.1.1. Postupci, materijali, oblici šavova, kvaliteta 13
1.1.2. Osnovi oblikovanja 14
1.1.3. Zavareni spojevi pri gradnji kotlova i tlačnih posuda 19
1.1.4. Zavareni spojevi čeličnih konstrukcija 29
1.1.5. Zavareni spojevi u strojogradnji 41

1.2. Zavarivanje pritiskom 45
1.2.1. Postupci, vrste šavova, materijali 45
1.2.2. Spojevi točkasto zavareni 46
1.2.3. Bradavičasto zavareni spojevi 49
1.2.4. Spojevi zavareni čeono elektrootpornim iskrenjem 50

1.3. Lemljeni spojevi 51
1.3.1. Postupci, lemovi 51
1.3.2. Osnove oblikovanja 52
1.3.3. Čvrstoća 55

1.4. Lijepljeni spojevi 56
1.4.1. Ljepila, svojstva, postupci 56
1.4.2. Osnove oblikovanja 58
1.4.3. Čvrstoća 59

1.5. Zakovični spoj 60
1.5.1. Zakovice, izrada, broj rezova, prijenos sile 60
1.5.2. Zakovični spojevi u gradnji čeličnih konstrukcija 62
1.5.3. Zakovični spojevi u konstrukcijama od lakih metala 69
1.5.4. Zakovični spojevi u gradnji strojeva i strojnih postrojenja 72

1.6. Stezni spojevi 75
1.6.1. Navučeni i prešani stezni spojevi, postupci steznog spajanja 75
1.6.2. Proračun cilindričnih steznih spojeva 76

2. Rastavljivi spojevi

2.1. Pričvrsni vijci 83
2.1.1. Navoji 83
2.1.2. Materijali, zaštita od korozije 84
2.1.3. Vijci i matice 87
2.1.4. Podloške osiguranja 90
2.1.5. Tok sila, zarezno djelovanje, oblikovanje 92
2.1.6. Sila prednaprezanja, pritezni moment 97
2.1.7. Dijagram deformacija, diferencijalna sila, najveća i najmanja sila 97
2.1.8. Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka 99
2.1.9. Oblikovanje i proračun poprečno opterećenih vijaka 101

2.2. Pokretni vijci (vijčani pogoni) 103
2.2.1. Navoj, materijali 103
2.2.2. Sile, trenje, iskoristivost, samokočnost 105
2.2.3. Čvrstoća 107

2.3. Spojevi glavine 109
2.3.1. Spojevi uzdužnim klinom 109
2.3.2. Spojevi perima (klinovi bez nagiba) 112
2.3.3. Spojevi s klinastim vratilima 116
2.3.4. Spojevi sa zupčastim vratilima 118
2.3.5. Spoj s poligonim profilnim vratilima 120
2.3.6. Konični spojevi 122
2.3.7. Spojevi sa steznim glavinama 123
2.3.8. Spojevi steznim elementima 124
2.3.9. Spoj čeonim ozubljenjem 129
2.4. Veze sa zaticima i svornjacima 131
2.4.1. Zatici 131
2.4.2. Svornjaci 134
2.4.3. Čvrstoća 136

3. Opruge

3.1. Osnove 140
3.1.1. Karakteristike, rad opruge, vibracije opruge 140
3.1.2. Materijali, naprezanje, čvrstoća 142
3.2. Lisnate opruge kao savojne opruge 145
3.3. Zavojna fleksiona opruga kao opruga za okretanje 148
3.4. Ravna šipkasta (okrugla) kao torziona opruga 151
3.5. Tanjuraste opruge kao tlačne opruge 152
3.6. Cilindrične tlačne i vlačne opruge 157
3.6.1. Hladno oblikovane tlačne opruge od okrugle žice 157
3.6.2. Tlačne opruge od okruglih šipki 159
3.6.3. Vlačne opruge od okrugle žice 161
3.6.4. Proračun tlačnih i vlačnih opruga 163
3.7. Gumene opruge 166

4. Osovine i vratila

4.1. Funkcija, oblikovanje 170
4.2. Rukavci 173
4.2.1. Nosivi rukavci 173
4.2.2. Potporni rukavac 174
4.3. Čvrstoća 174
4.3.1. Momenti savijanja i uvijanja, momenti inercije i momenti otpora 174
4.3.2. Približni proračun na torziju i savijanje 177
4.3.3. Čvrstoća oblika 178
4.4. Deformacije 182
4.4.1. Deformacije zbog sila savijanja 182
4.4.2. Deformacije izazvane torzionim silama 184
4.5. Kritična brzina vrtnje 185
4.5.1. Fleksiona kritična brzina vrtnje 185
4.5.2. Torziona kritična brzina vrtnje 187

5. Ležaji

5.1. Trenje, podmazivanje i maziva 188
5.1.1. Trenje 188
5.1.2. Podmazivanje i maziva 189

5.2. Klizni ležaji ... 194
5.2.1. Hidrodinamička teorija podmazivanja, ležaji s višestrukim kliznim površinama, utori za podmazivanje ... 194
5.2.2. Dovod maziva, uređaji za podmazivanje ... 198
5.2.3. Materijali za ležaje (ležajni materijali) i materijal rukavca ... 200
5.2.4. Oblikovanje nosivih ležaja (radijalnih ležaja) ... 204
5.2.5. Proračun nosivih ležaja (poprečnih ili radijalnih) ... 209
5.2.6. Oblikovanja upornih (aksijalnih) ležaja ... 216
5.2.7. Proračun upornih ležaja (aksijalnih ležaja) ... 217

5.3. Valjni ležaji ... 220
5.3.1. Konstrukcija i karakteristike ... 220
5.3.2. Pravila ugradnje, mogućnosti opterećenja ... 224
5.3.3. Nosivost i vijek trajanja ... 231
5.3.4. Granična brzina vrtnje ... 237
5.3.5. Podmazivanje ... 239

6. Brtvenje ležaja i vratila

6.1. Brtvenje protiv izlaza masti ... 242
6.1.1. Brtve s brusnim djelovanjem ... 242
6.1.2. Bezdodirno brtvenje ... 244

6.2. Brtve protiv istjecanja ulja ... 245
6.2.1. Brtvenje brusnim djelovanjem ... 245
6.2.2. Bezdodirno brtvenje ... 248

7. Spojke

7.1. Spojke koje se uključuju ... 249
7.1.1. Krute spojke ... 249
7.1.2. Dilatacijske (uzdužno pokretljive) spojke ... 249
7.1.3. Neelastične kompenzacione spojke ... 250
7.1.4. Elastične spojke ... 252
7.1.5. Sigurnosne spojke ... 256

7.2. Rastavljive spojke ... 257
7.2.1. Ručno rastavljive spojke ... 257
7.2.2. Spojke s daljinskim uključivanjem ... 259

7.3. Spojka za puštanje u rad ... 263

8. Remenski i lančani prijenosnici

8.1. Prijenos plosnatim remenom ... 265
8.1.1. Način djelovanja i vrste ... 265
8.1.2. Materijal remenja i način spajanja ... 270
8.1.3. Cilindrične remenice ... 272
8.1.4. Proračun ... 275
8.1.5. Remenski prijenos sa zateznom remenicom ... 281

8.2. Remenski prijenos s klinastim remenom ... 283
8.2.1. Način djelovanja, vrste, izrade ... 283
8.2.2. Remenice za klinaste remene ... 285
8.2.3. Proračun ... 288

8.3. Prijenos sa zupčastim remenom ... 295
8.3.1. Način djelovanja i izvedbe ... 295
8.3.2. Proračun ... 297

8.4. Lančani prijenos 299
8.4.1. Primjena i raspored 299
8.4.2. Vrste lanaca i spojnice (spajanje krajeva lanaca) 301
8.4.3. Lančanici 306
8.4.4. Podmazivanje 310
8.4.5. Proračun 313

9. Zupčani prijenosnici

9.1. Osnove 324
9.1.1. Vrste i oblici 324
9.1.2. Zakon ozubljenja 325
9.1.3. Dodirnica bokova, zahvatna linija (dodirnica profila) 328
9.1.4. Evolventno ozubljenje 328
9.1.5. Ozubljenje s ravnim bokovima i unutarnje ozubljenje 330
9.1.6. Valjanje i klizanje bokova 331
9.1.7. Nulti čelnici i nulti prijenosnici (s ravnim zubima), zračnost izmedu zuba 332
9.1.8. Granični spoj zuba nultih čelnika s ravnim zubima 335
9.1.9. V-čelnici i V-prijenosnici s ravnim zubima 337
9.1.10. Stupanj prekrivanja 343
9.1.11. Nisko i visoko ozubljenje 344
9.1.12. Nulti čelnici s kosim (helikoidnim) zubima 344
9.1.13. V-čelnici s kosim zubima 347
9.2. Oblikovanje čelnika 348
9.3. Kvalitet ozubljenja 353
9.3.1. Odstupanja 353
9.3.2. Tolerancije 354
9.4. Trenje, iskoristivost, prijenosi 356
9.5. Podmazivanje 358
9.6. Proračun nosivosti čelnika 359
9.6.1. Opterećenje zuba 359
9.6.2. Nosivost korijena 360
9.6.3. Nosivost bokova 366
9.6.4. Nosivost u odnosu na zaribavanje i trošenje 370
9.6.5. Zupčanici od plastičnih masa 371
9.7. Odnosi sila kod čelnika 371
9.8. Stožnici 373
9.8.1. Nulti stožnici s ravnim zubima 373
9.8.2. Nulti stožnici s kosim i zakrivljenim bokovima 378
9.8.3. V-parovi 381
9.9. Proračun nosivosti stožnika 381
9.9.1. Opterećenje zuba 381
9.9.2. Nosivost korijena zuba 382
9.9.3. Nosivost bokova 382
9.10. Odnosi sila na stožnicima 383
9.10.1. Nulti i V-nulti stožnici sa ravnim zubima 383
9.10.2. Nulti i V-nulti stožnici s kosim i zakrivljenim bokovima 384
9.11. Vijčanici 386
9.11.1. Uvjeti zahvata 386
9.11.2. Odnosi sila, iskoristivost 388
9.11.3. Nosivost 389
9.11.4. V-vijčanici, hiperboloidni vijčanici 390

9.12. Pužni prijenosnici 391
9.12.1. Vrste, uvjeti zahvata i dimenzije 391
9.12.2. Odnosi sila, iskoristivost 395
9.12.3. Oblikovanje puževa i pužnih kola 397
9.12.4. Nosivost, izbor maziva 398

9.13. Bučnost u radu zupčanika i mogućnost njena smanjivanja 400

Literatura 402

DODATAK

10. Planetarni prijenosnici

10.1. Karakteristike, upotreba 409

10.2. Jednostavni planetarni prijenosnici 409

10.3. Sile, momenti i snage planetarnih prijenosnika s čelnicima 416
10.3.1. Kada gubici nisu uzimani u obzir 416
10.3.2. Kada se gubici uzimaju u obzir 418

10.4. Pregled prijenosnih omjera i mogućnosti planetarnih prijenosnika 1AI i 2AI 418

10.5. Planetarni prijenosnici sa stožnicima 419

11.Tarni prijenosnici

11.1. Općenito 421

11.2. Tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom 422

11.3. Tarni prijenosnici s mogućnostima kontinuirane promjene prijenosnog omjera 424

11.4. Osnove proračuna 425
11.4.1. Elastično i diferencijalno puzanje, brzine klizanja, sile 427

11.5. Proračun tarnih prijenosnika 433
11.5.1. Proračun kontaktnih naprezanja 433
11.5.2. Proračun trošenja 434
11.5.3. Proračun zagrijavanja 437
11.5.4. Iskoristivost 438

11.6. Materijali za izradu tarenica 439

12. Kočnice

12.1. Općenito 442

12.2. Konstruktivne izvedbe kočnica 443
12.2.1. Tarne kočnice 443
12.2.10. Čeljusne kočnice s vanjskim čeljustima (čeljusna kočnica) 444
12.2.11. Jednostavne čeljusne kočnice 444
12.2.11. Dvostruke čeljusne kočnice 446
12.2.20. Unutarnje čeljusne kočnice 450
12.2.30. Pojasne kočnice 452
12.2.40. Stožaste kočnice 454
12.2.2. Vrtložna vodena kočnica 454
12.2.3. Vrtložna zračna kočnica 455
12.2.4. Indukcione električne kočnice 455

13. Brtve

13.1. Uvod 456

13.2. Statičke brtve, dodirno brtvenje strojnih dijelova koji miruju 457
13.2.1. Nerastavljivo odnosno uvjetno rastavljivo brtvenje 459
13.2.2. Brtvenje pomoću masa za brtvenje 460
13.2.3. Rastavljivo brtvenje dijelova koji miruju (statičko brtvenje) 461

13.3. Dinamičke brtve, dodirno brtvenje strojnih dijelova koji se okreću ili se kreću tamo-amo 466
13.3.1. Brtvenje brtvilom 468
13.3.2. Brtvenje kliznim prstenom 473

13.4. Bezdodirne brtve 473
13.4.1. Bezdodirne brtve sa zračnošću 475
13.4.2. Labirintne brtve 476
13.4.3. Labirintne brtve sa zračnošću 477
13.4.4. Brtvenje pomoću tekućine 477
13.4.5. Membranske brtve 478

14. Cijevni vodovi i zaporni organi

14.1. Cijevni vodovi 480
14.1.1. Osnovni pojmovi 480
14.1.2. Materijal cijevi 481
14.1.3. Proračun cijevi 484
14.1.4. Proračun debljine stijenki cijevi 488
14.1.5. Fazonski cijevni dijelovi 490
14.1.6. Cijevni spojevi 491

14.2. Izravnanje deformacija pri zagrijavanju cijevnih vodova 501

14.3. Cijevne podupore 502

14.4. Zaporni, sigurnosni i regulacioni organi (armatura) 504
14.4.1. Zadaci, vrste, zahtjevi 504
14.4.2. Ventili 505
14.4.3. Zasuni 509
14.4.4. Pipci (slavine) 511
14.4.5. Zaklopke 512
14.4.6. Principi izgradnje cijevnih sustava 514

15.1. Evolventne funkcije .....

15.2. Proračun razmaka osi čelnika upotrebom evolventnih funkcija .....

15. Evolventne funkcije

Literatura dodatka 523

Kazalo pojmova 525

1. NERASTAVLJIVI SPOJEVI

1.1. Zavareni spojevi

1.1.1. Postupci, materijali, oblici šavova, kvaliteta

Zavarivanje je postalo jedno od najvažnijih postupaka spajanja, jer uz uštedu troškova za modele ili alate, prednost mu je i manji utrošak materijala nasuprot lijevanim i kovanim dijelovima. Uz spretno oblikovanje može zavareni dio, bez gubitka čvrstoće i krutosti, biti 50% lakši. Zavarene su konstrukcije zbog jednostavnog oblikovanja najčešće bolje od zakovanih.

Prema DIN 1910 (JUS C.T3.001) pod *zavarenim spojem* razumije se spajanje dijelova pomoću zavara. Više pojedinačnih dijelova međusobno povezanih zavarivanjem tvore *zavaren dio*, a više tako zavarenih dijelova *zavaren sklop*. Za veće strojne dijelove dolazi prvenstveno u obzir *zavarivanje taljenjem* s lokalno ograničenim tokom taljenja, sa dodatnim materijalom ili bez njega. Načini zavarivanja taljenjem za metale jesu: *plinsko zavarivanje, otporno zavarivanje, elektrolučno zavarivanje, zavarivanje plazmom, zavarivanje elektronskim snopom, zavarivanje svjetlosnim snopom* (zavarivanje laserskim zrakama). U nastavku se opisuju zavareni spojevi kod kojih se dijelovi sjedinjuju *zavarom* dobivenim od nataljena ili utaljena materijala.

Najvažniji *zavarivi metali*:

1. *Čelici* do približno 0,3% ugljika; više od toga postotka samo uz stanovite uvjete (tablica 1). Elementi legiranja: silicij, mangan, sumpor i fosfor pri zavarivanju djeluju nepovoljno, dok bakar, nikalj, krom, molibden ili vanadij ne škode.
2. *Neželjezni metali* kao što su bakar, mjed, bronza, cink, aluminij.

Pregled različitih *vrsta* i *oblika* šavova prema DIN 1912 (JUS C.T3.011) daje tablica 2, a *oblike spojeva* tablica 3.

Primjeri za *prikazivanje* čeonih i kutnih šavova i dodatni znakovi prikazani su u DIN 1912 (JUS C.T3.011), a smjernice za oblike žljebova, za razne debljine lima, mogu se naći u DIN 8551 do 8553 (JUS C.T3.030).

Prema tablici 4, zavareni spojevi dijele se u *tri razreda kvalitete.*

I dijelovi od termoplastičnih umjetnih masa mogu se međusobno zavarivati. Tu naročito dolaze u obzir tvrdi i mekani *polivinil kloridi*, PVC. Suprotno zavarivanju metala, kod umjetnih masa dobiva se spoj u tjestastu stanju (vidi DIN 16930 i 16931). Pri tome se mogu potezati šavovi kao kod metala. Postupci zavarivanja su slijedeći: *zavarivanje vrućim plinom, zavarivanje grijačim tijelima, zavarivanje toplinskim impulsom, frikciono zavarivanje, dielektrično visokofrekventno zavarivanje*. Polivinilkloridi se mogu dobiti pod raznim trgovačkim imenima kao Dynal, Igelit, Vinidur, Vestolit, Vinnol, Astralon, Trovidur, Mipolam.

Tablica 1. Zavarivost najvažnijih čelika

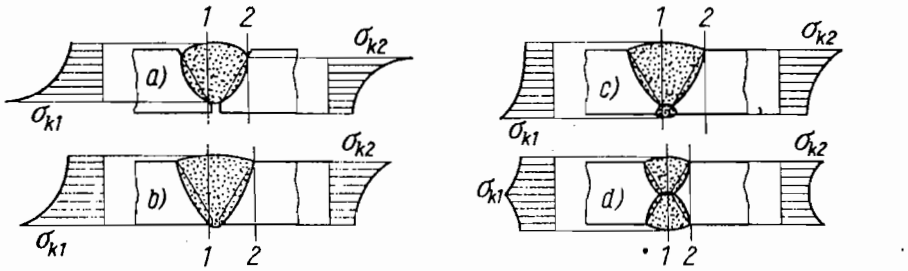
Vrst čelika	Zavarivost
Opći konstrukcioni čelici DIN 17100 (JUS C.B0.500)	
St 33-2, St 34-1, St 37-1 ~Č. 0260, ~Č. 0360, St 42-2, St 42-3, ~Č. 0461, ~Č. 0462,	Zbog visokog sadržaja P i N prikladni su samo za podređene svrhe kod malih debljina stijenke i mirnog opterećenja, prvenstveno kod neumirenog tomasovog čelika. Za čelične konstrukcije od dijelova >16 do 25 mm debljine potreban je umiren čelik.
St 34-2, St 37-2, St 37-3, ~Č. 0261, ~Č. 0361, ~Č. 0362 ~Č. 0363 St 46-2, St 46-3, St 52-3, ~Č. 0481, ~Č. 0482, ~Č. 0562, ~Č. 0563	Zavarivost postoji uvijek. Za čelične konstrukcije i dijelove >25 do 35 mm debljine grupa kvalitete 2, >35 mm debljine grupa kvalitete 3.
St 33-1, St 42-1, St 50-1, ~Č. 0460, ~Č. 0545 St 50-2, ~Č. 0545,	Zavarivost se mora posebno tražiti. Predgrijavati, po potrebi žariti, a za otklanjanje preostalih napetosti normalizirati. Debljine stijenki po mogućnosti <20 mm.
St 60-1, St 60-2, St 70-2, ~Č. 0645, ~Č. 0645, ~Č. 0745,	Potrebna je vrlo pažljiva priprema i naknadna obrada.
Čelici za poboljšanje DIN 17200 (JUS C.B9.021)	
C 22, Ck 22, 25 CrMo4, ~Č. 1330, ~Č. 1331, ~Č. 4730, 28 Mn 6, ~Č. 3135,	Prikladni su normalizirani ili mekano žareni. Potrebno je predgrijavanje.
Čelici za cementiranje DIN 17210 (JUS C.B9.020)	
C 10, C 15, Ck 10, ~Č. 1120, ~Č. 1220, ~Č. 1121, Ck 15, 15 Cr 3, 16 MnCr 5, ~Č. 1221, ~Č. 4120, ~Č. 4320, 20 MnCr 5, 20 MoCr 4, 25 MoCr 4, ~Č. 4321, Č. 7420, ~Č. 7431, 15 CrNi 6, 17 CrNiMo 6, ~Č. 5420,	U necementiranom stanju dobro su upotrebljivi. Kod legiranih čelika potrebno je predgrijavanje.
Bešavne čelične cijevi DIN 1629 (JUS C.B5.020 i 023)	
St 35, St 35-4, St 45 ~Č. 1212, ~Č. 1212, ~Č. 1213, St 45.4, St 52, St 52.4 ~Č. 1213, ~Č. 3100, ~Č. 3100,	Dobra zavarivost.
St 55, St 55.4, ~Č. 1402, ~Č. 1402,	Kao St 50 (Č. 0545) i St 60 (~Č. 0645).
Bešavne cijevi od vatrootpornih čelika DIN 17175, (JUS C.B5.022)	
St 35.8, St 45.8, 15 Mo 3, ~Č. 1214, ~Č. 1215, ~Č. 7100,	Dobro upotrebljiv >20 mm debljine, >10 mm debljine, >15 mm debljine } preporučuje se oslobađanje preostalih naprezanja žarenjem.
13 CrMo 44, 10 CrMo 9 10, ~Č. 7400, ~Č. 7401,	Popustiti žarenjem >10 mm debljine, >6 mm debljine } potrebno predgrijavanje.
Kotlovski limovi DIN 17155 (JUS C.B4.014)	
H I, H II, ~Č. 1202, ~Č. 1204,	Dobro upotrebljiv
H III, 17 Mn 4, 15 Mo 3, ~Č. 1206, ~Č. 3133, Č. 7100,	>10 mm debljine potrebno je predgrijavanje.
H IV, 19 Mn 5, ~Č. 3105	Potrebno je predgrijavaje i odžarivanje napona zbog otklanjanja preostalih napetosti.
13 CrMo 44, ~Č. 7400,	Potrebno predgrijavanje i popuštanje žarenjem.
Tanki limovi DIN 1623 (JUS C.B4.016)	
St 10 . . . St 14	Dobro upotrebljiv sa kvalitetom površine 03 . . . 05.
Čelični lijev DIN 1681, (JUS C.J3.011)	
GS-38 . . . GS-70 ~Č1. 0345	Kao čelik iste čvrstoće prema DIN 17100 (JUS C.B0.500). Mjesto zavarivanja pažljivo pripremiti.

1.1.2. Osnovi oblikovanja

Pri oblikovanju zavarenih konstrukcija treba voditi računa o određenim načelima. Svaki konstruktor trebao bi stoga svoje projekte savjesno i kritički ispitati da li su zavarivački pravilno oblikovani. Naravno da je kvaliteta

zavarenog spoja ovisna i o kvalifikaciji i spretnosti zavarivača. Važna pravila oblikovanja su slijedeća:

1. *Izbjegavati zarezno djelovanje*! Loš spoj osnovnog i dodatnog materijala prouzročuje velika zarezna djelovanja (vršna naprezanja) u korijenu, što pri dinamičkom opterećenju može dovesti do loma zbog umornosti materijala. Kod dinamički opterećenih šavova zavaruje se posebno korijen, ili se to izvodi

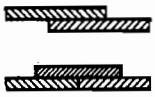
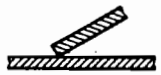
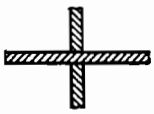
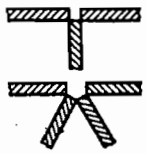


Slika 1. Podjela naprezanja u tupom spoju (σ_k zarezno naprezanje)
a) V-zavar s lošim provarom korijena; *b*) V-zavar s dobrim provarom korijena; *c*) V-zavar s pročišćenim i zavarenim korijenom; *d*) X-zavar

Tablica 2. Vrste i oblici šavova prema DIN 1912 (JUS C.T3.011 i 030) (zavarivanje taljenjem)

Naziv	Simbol	Priprema	Izvedba	Naziv	Simbol	Priprema	Izvedba
Tupi šavovi							
Zarubljeni šav				*Dvostruki U-šav*			
I-šav				$^1/_2$ *V-šav*			
V-šav							
Strmi bočni šav				*K-šav*			
X-šav				$^1/_2$ *Y-šav*			
Y-šav				*Plitki K-šav*			
Dvostruki X-šav				*J-šav*			
U-šav				*Dvostruki J-šav*			
Rubni šavovi							
Rubni plosnati šav				*Rubni V-šav*			
Kutni šavovi							
Kutni šav				*Ugaoni šav*			
Dvostruki kutni šav							

Tablica 3. Vrste spojeva prema DIN 1912 (JUS C.T3.011 i 030)

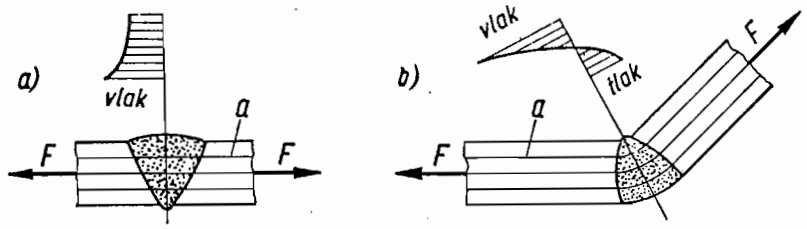
Preklopni spoj Dijelovi se preklapaju		*Čeoni (tupi) spoj* Dijelovi leže u jednoj ravnini	
Paralelan spoj Dijelovi leže po široj strani jedan uz drugog		*Kosi spoj* Jedan dio naslonjen je koso na drugi	
T-spoj Dva se dijela spajaju tako da je jedan dio svojim krajem okomito postavljen na površinu drugoga		*Ugaon spoj* Krajevi dijelova položeni su jedan prema drugome pod bilo kojim kutom	
Križni spoj Dva dijela koji leže u jednoj ravnini naslanjaju se okomito na treći između njih		*Višestruk spoj* Tri ili više dijelova spajaju se krajevima pod bilo kojim kutom	

Tablica 4. Razvrstavanje kvalitete zavara za spojeve zavarene taljenjem prema DIN 1912 (JUS C.T3.011 i 030)

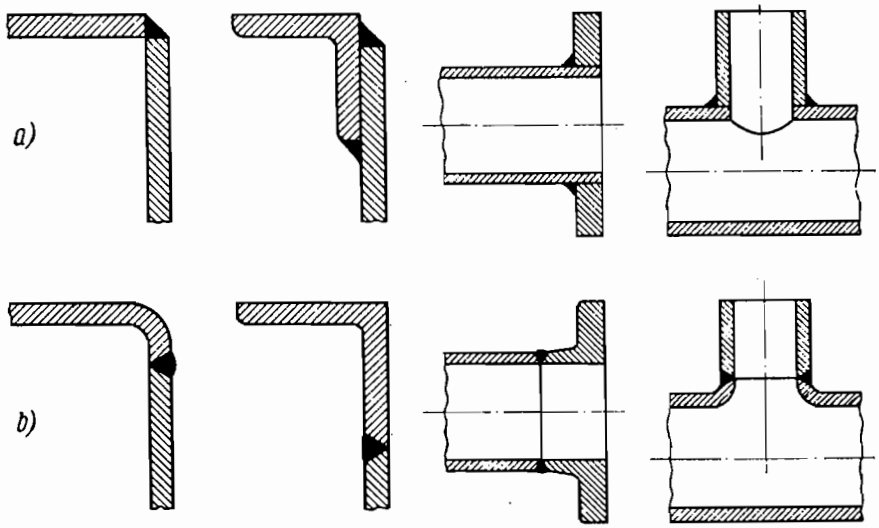
Tekući broj	Pretpostavka		Kvalitetni razred I	II	III
1	*Materijal:*	Zavarivost zajamčena	•	•	•
2	*Priprema:*	stručna	•	•	•
		pod nadzorom	•	•	
3	*Način zavarivanja:*	bira se prema svojstvima materijala te debljini i naprezanju dijelova zavarenog spoja	•	•	•
4	*Materijal zavara:*	dodatni materijal prilagođen osnovnom	•	•	•
		ispitan, odn. odobren za upotrebu	•	•	
5	*Osoblje:*	atestirani zavarivači za vrijeme rada su pod nadzorom	•	•	
6	*Ispitivanje:*	dokaz da je zavar izveden bez greške (npr. rentgensko ispitivanje)	•		

u obliku X-zavara. Nejednolično ili valovito vučeni zavari djeluju također kao zarezi. Obrada nadvišenja ili raskivanje smanjuju vršna naprezanja. Na početku i kraju zavara stvaraju se krateri, koji također izazivaju vršna naprezanja. Glodanjem tih krajeva zavara mogu se ublažiti vršna naprezanja.

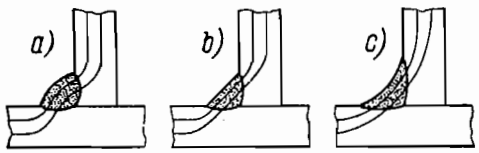
2. *Izbjegavati skretanje toka sile u zoni zavarivanja*! Za čvrstoću zavara od presudnog je značenja tok sila. Skretanja u zoni zavarivanja izazivaju vršna naprezanja (sl. 2). Kod mirnog opterećenja zarezna djelovanja doduše ne umanjuju čvrstoću, ali snizuju sposobnost plastičnog deformiranja i time stvaraju opasnost od krtog loma. Pri promjenljivom opterećenju materijal biva brže razoren, tj. njegova se dinamička izdržljivost snizuje. Slika 3 prikazuje kako se u zavarenim šavovima mogu izbjeći skretanja toka sila. Tupi zavar dinamički je izdržljiviji nego kutni, budući da u njemu nema skretanja toka sila. Od kutnih zavara (sl. 4), udubljeni kutni zavar je najveće dinamičke izdržljivosti, jer u njemu dolazi do najblažeg skretanja toka sila. Općenito se, međutim, daje prednost jeftinijem ravnom kutnom zavaru.



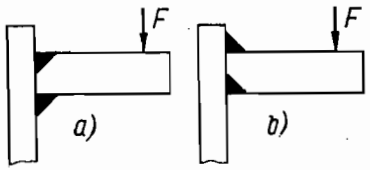
Slika 2. Podjela naprezanja u zavaru pri skretanju toka sile (*a* je tok sile)
a) u tupom spoju; *b*) u kutnom spoju



Slika 3. Oblikovanje zavarenih dijelova pri dinamičkom opterećenju
a) nepravilno; *b*) pravilno



Slika 4. Tok sila u kutnim zavarima
a) izbočen kutni zavar; *b*) plosnat kutni zavar; *c*) udubljen kutni zavar

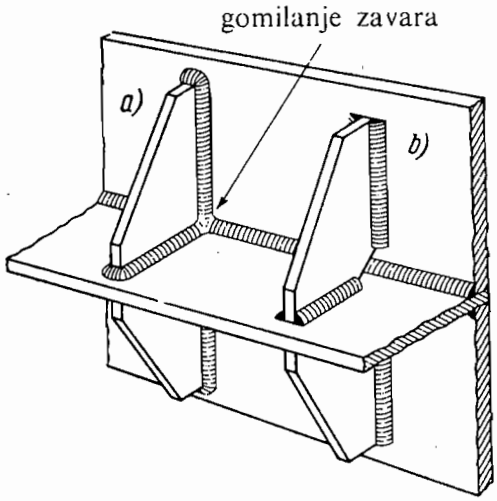


Slika 5. Zavareni šavovi opterećeni na savijanje
a) nepovoljno zbog vlačnog naprezanja u korijenu zavara; *b*) povoljno zbog tlačnog naprezanja u korijenu zavara

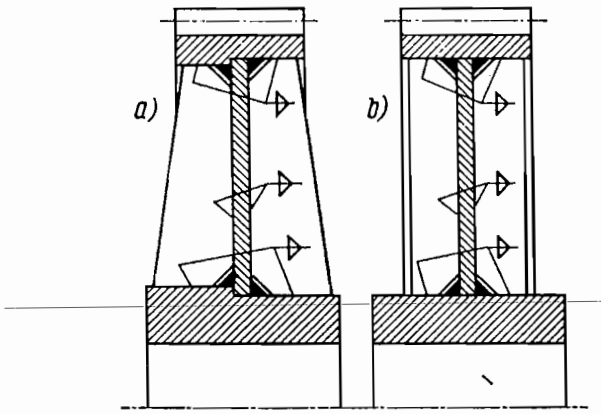
3. *Izbjegavati vlačno naprezanje u korijenu zavara*! Korijen zavara osobito je osjetljiv na vlačno naprezanje i treba ga po mogućnosti staviti u tlačnu zonu (sl. 5).
4. *Izbjegavati gomilanje zavara*! Lokalno zagrijavanje kod zavarivanja i hlađenje nakon toga, dovode do naprezanja zbog stezanja, koja izazivaju deformacije zavarena dijela. Što se više zavara sastaje u jednoj točki i što su deblji zavari, to jače je izvitoperenje. Stezanje zavara primjećuje se naročito u uzdužnom smjeru, a posljedica su promjene oblika na manje krutim presjecima zavarena dijela. Prema iskustvu, nastale deformacije rastu ovim redoslijedom: elektrootporno zavarivanje, elektrolučno zavarivanje, plinsko zavarivanje.

BIBLIOTEKA GRAĐEVINSKOG FAKULTETA SVEUČILIŠTA U RIJECI

Kako se nagomilavanje više zavara može izbjeći, predočuje sl. 6. Poprečna rebra treba priključiti zavarima 3 do 4 mm debljine. Zavareni šavovi ne smiju biti ni deblji ni dulji nego što je potrebno. Izvitoperene zavarene dijelove treba izravnati zagrijavanjem i kovanjem.

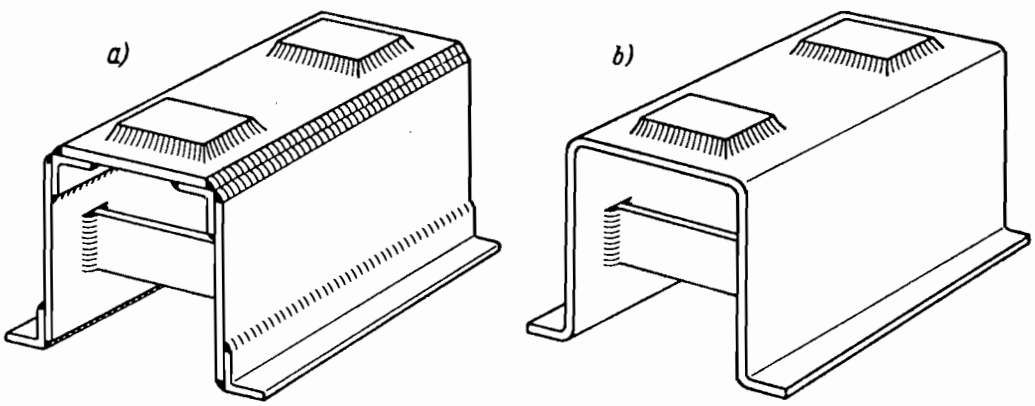


Slika 6. Privarena rebra
a) nepravilno zbog gomilanja zavara; *b*) pravilno



Slika 7. Zavareni zupčanik
a) nepravilno zbog tokarskih radova na glavi i vijencu, te potrebe krojenja rebara; *b*) pravilno

5. *Dati prednost poluproizvodima*! Zavareni dio postaje jeftiniji ako se upotrijebe poluproizvodi. Daje se prednost plosnatim i profilnim čelicima, cijevima, skošenim ili savijenim ili autogeno rezanim limovima. Ako bi spomenuti dijelovi postali prekomplicirani, uvaruju se i lijevani, kovani, štancani ili vučeni dijelovi.
6. *Izbjegavati skupe pripremne radove*! Radovi oko krojenja i obrada rezanjem poskupljuju konstrukciju. Zbog toga treba po mogućnosti izbjegavati tokarena smanjenja promjera, kose ili okrugle rubove limova, profila i sl. (sl. 7). Savijanjem i pregibanjem rubova sastavnih dijelova mogu se često uštedjeti zavareni šavovi (sl. 8).
7. *Paziti na pristupačnost šavova*! Mora postojati odgovarajuća pristupačnost zavarivačkih alata do šavova koji se zavaruju.

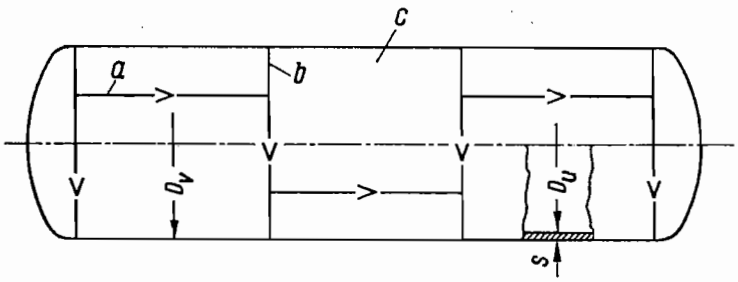


Slika 8. Zavareno podnožje
a) nepravilno zbog mnogih pojedinačnih dijelova i mnogih zavarenih šavova; *b*) pravilno

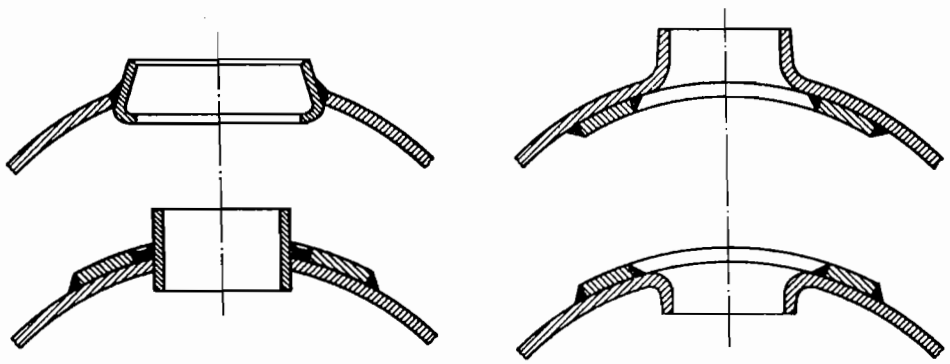
1.1.3. Zavareni spojevi pri gradnji kotlova i tlačnih posuda

Zavareni šavovi na kotlovima i tlačnim posudama moraju biti apsolutno nepropusni i vrlo čvrsti, pa stoga iziskuju pažljivu izradu. Zavarivanja na stabilnim i brodskim kotlovima dopuštena su samo ako se dokaže da se upotrebljavaju dobro zavarivi materijali i da zavari računski zadovoljavaju propisima.

Kotlovi i posude pretežno su izrađeni od limova i cijevi. Dimenzije pojedinih *plašteva* ovise o širini limova koji se mogu isporučiti, i postojećim mogućnostima proizvodnje. Da bi se spriječilo gomilanje šavova, treba uzdužne šavove pojedinih *plašteva* zaokrenuti jedan prema drugome (sl. 9). Veći otvori



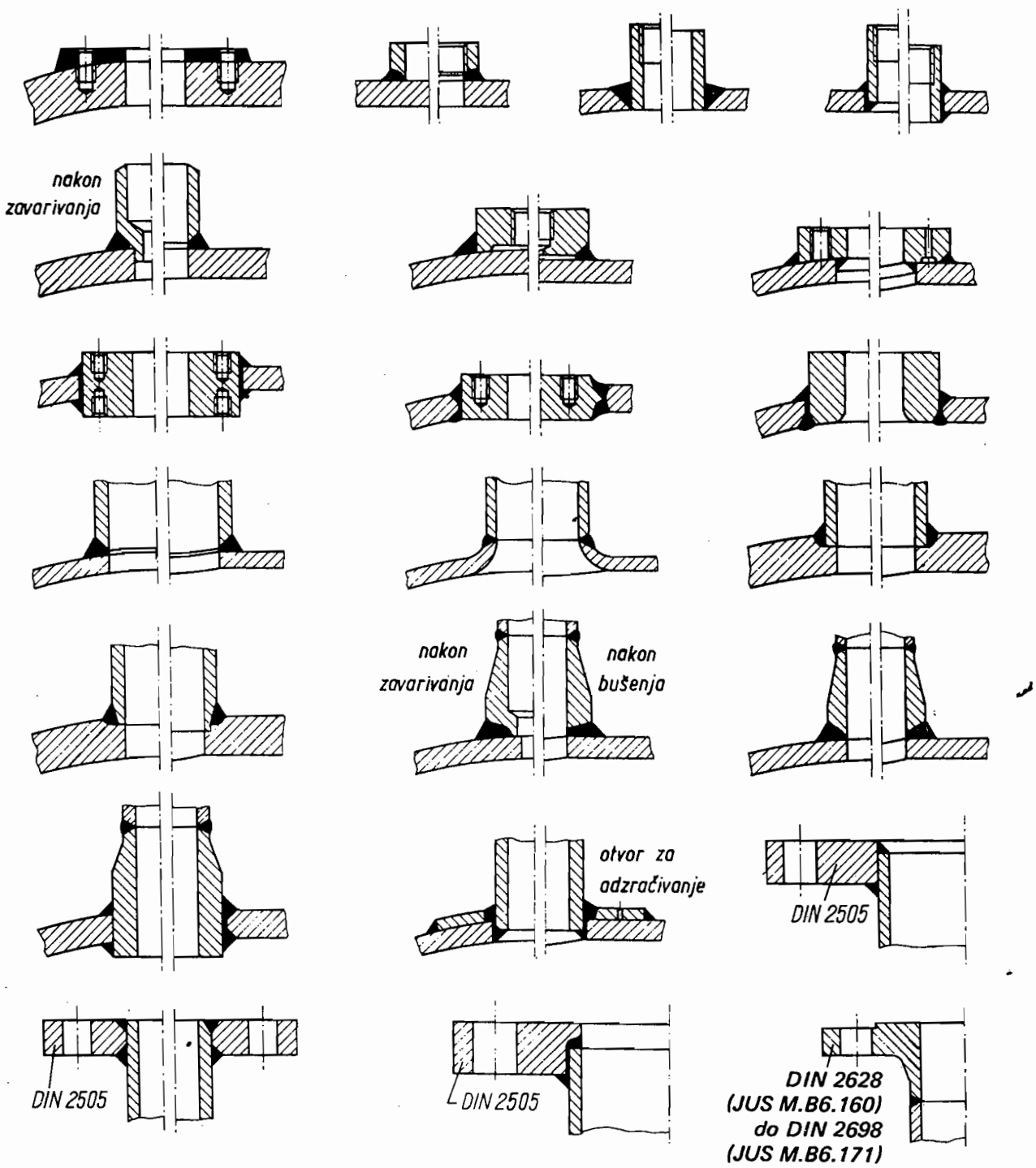
Slika 9. Način oblikovanja tlačnog spremnika
a je uzdužni šav; *b* je poprečni šav; *c* je plašt



Slika 10. Pojačanja kotlovskog lima na izrezima za ulazne otvore i nastavke

za nastavke, ulazni otvori i slično pojačavaju se (sl. 10). Samo kod malih izreza ili kod predimenzionirane debljine lima, ne moraju se pojačavati izrezi. Slika 11 pokazuje primjere gdje su na stijene kotlova i posuda privareni *grebeni*, *nazuvice*, *prirubnice* i *nastavci* te *prirubni spojevi* prema DIN 8558 (Smjernice za zavarene spojeve na parnim kotlovima, posudama i cjevovodima) (JUS C.T3.071). U tablici 5 navedeni su propisani čelici za stijene i cijevi.

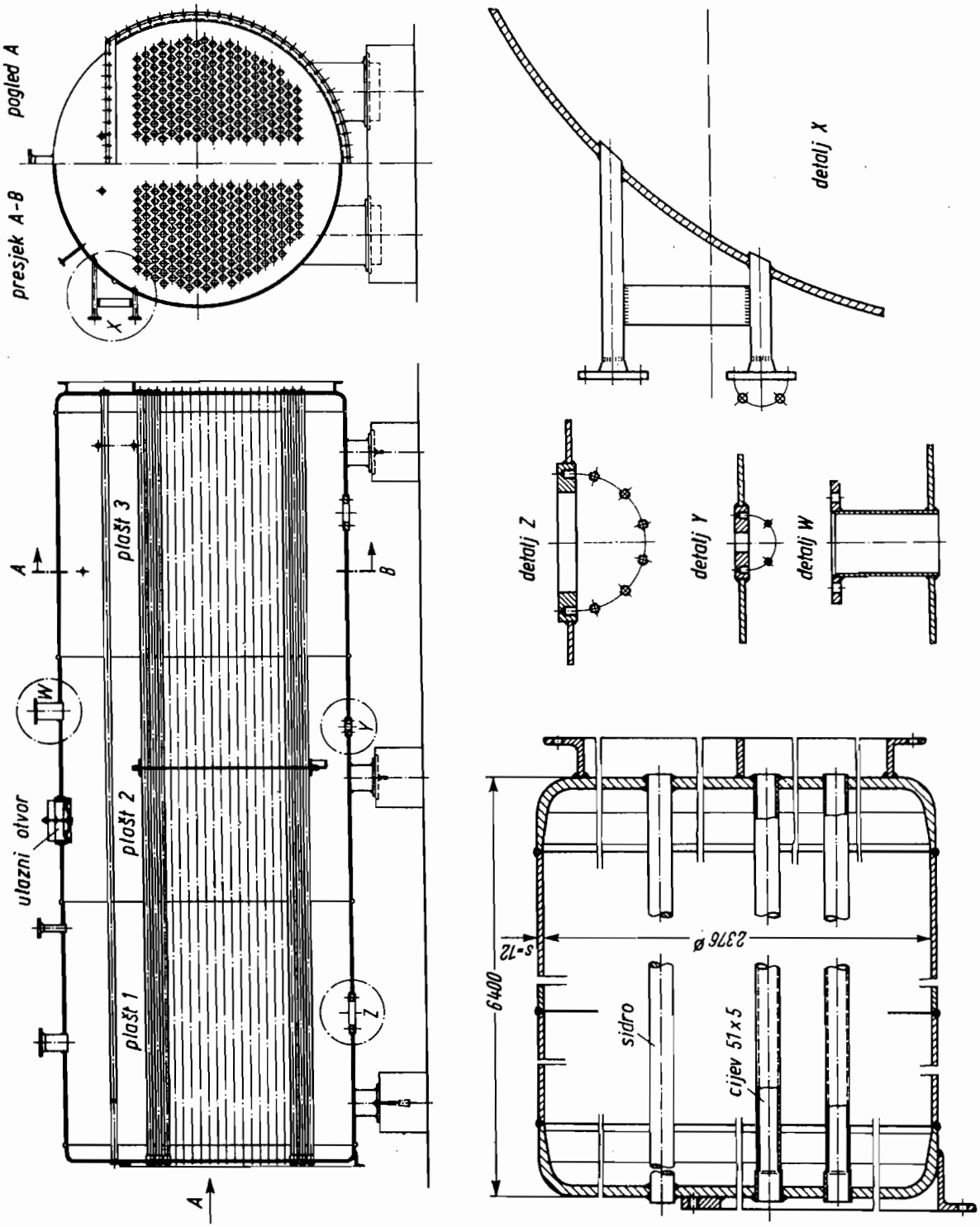
Na slici 12 pokazan je *parni kotao na dimne plinove*, s pojedinostima. Kotao se sastoji od tri plašta i dva ravna dna, ima sustav cijevi i snabdjeven je jednim ulaznim otvorom i redom nastavaka za cijevne priključke. Kao zavarene posude *standardizirane su*: jednostjene grijalice za toplu vodu DIN 4801



Slika 11. Zavareni grebeni, nazuvice, blok-prirubnice, nastavci i prirubni spojevi prema DIN 8558

(JUS M.E0.020), tlačne posude uređaja za opskrbu vodom DIN 4810, tlačne posude za komprimirani zrak do 3 MPa pretlaka DIN 6275, ležeće posude postrojenja prema DIN 23281.

Kako proizlazi sa slika 9 i 12, debljina tupog zavara jednaka je debljini s zavarenih limova. Potrebna debljina limova plašta računa se uzimajući u obzir obično najslabiji zavareni šav. Unutarnji pretlak p, kojem su izloženi cilindrična posuda ili kotao, rasteže stijene, pa su uzdužni i poprečni zavari napregnuti



Slika 12. Zavaren parni kotao na dimni plin s odobrenim tlakom (pretlak) 7 bara = 0,7 MPa

na vlak. Za proračun vrijede u Jugoslaviji: „Tehnički propisi za izradu i upotrebu parnih i vrelovodnih kotlova, parnih sudova, pregrijača pare i zagrijača vode" (Službeni list SFRJ 1957/7 i 1972/56), a u S. R. Njemačkoj: propisi *Radne zajednice za tlačne posude* (*Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter*, AD-listovi) i tehnički propisi *Njemačkog odbora za parne kotlove* (tehnička pravila za parne kotlove TRD) (Deutscher Dampfkesselausschuss).

Tablica 5. Dopušteni čelici za stijenke i cijevi (izvod iz AD- i TRD-listova)

Materijal[1])	Tlačne posude	Parni kotlovi
Limovi od konstrukcionih čelika DIN 17100 (JUS C.B0.500)		
USt 34-1, USt 37-1 ~Č. 0270, ~Č. 0370	$s\,6 - t\,120 - D_u p\,700$	nije dopušteno
RSt 34-1, RSt 37-1 ~Č. 0260, ~Č. 0360	$s\,12 - t\,120 - D_u p\,700$	nije dopušteno
USt 34-2, USt 37-2, ~Č. 0271, ~Č. 0371	$s\,12 - t\,120 - D_u p\,2000$	$s\,16 - t\,130 - p\,0{,}15$
RSt 34-2, RSt 37-2, St 37-3 ~Č. 0363 ~Č. 0261, ~Č. 0361, ~Č. 0362, RSt 42-2, St 42-3, RSt 46-2, St 52-3 ~Č. 0461, ~Č. 0462, ~Č. 0481, ~Č. 0562 ~Č. 0563	$t\,300 - D_u p\,2000$	$s\,40 - t\,130 - p\,0{,}15$
Valjani i kovani čelici od konstrukcionih čelika DIN 17100 (JUS C.B0.500)		
RSt 34, RSt 37 ~Č. 0260, ~Č. 0360	$s\,12{,}5 - t\,120 - D_u p\,5000$ $- p\,1$ ili $s\,12{,}5 -$ $t\,200 - D_u\,250 - p\,2{,}5$	nije dopušteno
St 34-2, St 34-3, St 37-2, St 37-3, ~Č. 0261, ~Č. 0262, ~Č. 0361 ~Č. 0362, ~Č. 0363 RSt 42-2, St 42-3, St 52-3 ~Č. 0461, ~Č. 0462, ~Č. 0562 ~Č. 0563	$t\,300$	$t\,130 - p\,0{,}15 - D_u p\,2000$
Kotlovski limovi DIN 17155, (JUS C.B4.014)	bez ograničenja	bez ograničenja
Bešavne čelične cijevi DIN 1629, (JUS C.B5.020 i 023)		
St 35, St 45, St 55, St 52, ~Č. 1212 ~Č. 1213 ~Č. 1402 ~Č. 310	$t\,300 - p\,6{,}4 - tp\,1720$	$t\,130 - p\,0{,}15$
St 35.4, St 45.4, St 55.4, St 52.4 ~Č. 1212, ~Č. 1213, ~Č. 1402, ~Č. 3100	$t\,300$	
Bešavne cijevi DIN 17175, (JUS C.B5.022)		
St 35.8, St 45.8 kvaliteta I ~Č. 1214, ~Č. 1215	$t\,400$	$t\,400,\ p\,0{,}32$
isti kvaliteta II	$t\,450$	$t\,450,\ p\,0{,}80$
isti kvaliteta III	bez ograničenja	bez ograničenja
Zavarene čelične cijevi DIN 1626, (JUS C.B5.025)		
St 34-2, St 37-2, St 42-2, St 52-3 ~Č. 0261, ~Č. 0361, ~Č. 0461, ~Č. 0562	$t\,300$	$t\,130 - p\,0{,}15$
Čelični lijev DIN 1681, odn. ~JUS C.J3.011	$t\,300$	$t\,300$
Vatrootporni čelični lijev DIN 17245	bez ograničenja	bez ograničenja

Značenje oznaka:
s debljina stijenke,
D_u unutarnji promjer,
p pogonski pretlak,
t proračunska temperatura[2])

Ograničenja (primjeri):
$s\,6$: $s \leqq 6$ mm,
$D_u\,250$: $D_u \leqq 250$ mm,
$p\,0{,}15$: $p \leqq 0{,}15$ MPa,
$t\,130$: $t \leqq 130$ °C
$D_u \cdot p\,2000$: $D_u \cdot p \leqq 2000$ mm · MPa,
$tp\,1720$: $t \cdot p \leqq 1720$ °C · MPa

Preračunavanje dogovorenih jedinica tlaka:
1 at = 1 kp/cm² ≈ 1 bar = 1 daN/cm² = 0,1 MPa = 0,1 N/mm²

[1]) Dolazi u obzir i sivi lijev DIN 1691, (JUS C.J2.020) i lijevano željezo s kuglastim grafitom, što ovdje nije navedeno.
[2]) Kod parnih kotlova najmanje 250 °C.

Za plinove, paru i tekućine uvedena je *internacionalna jedinica tlaka* Pa (Pascal). 1 Pa = 1 N/m² i 1 MPa = 1 N/mm² (1 MPa = 1 megapaskal = 10^6 Pa), 1 bar = 0,1 N/mm² = 10^5 Pa.

Potrebna najmanja debljina stijenke s za cilindrične plašteve tlačnih posuda sa $D_v/D_u \leqq 1{,}2$ pod unutarnjim pretlakom i za *cijevi* sa $D_v \leqq 200$ mm i $D_v/D_u \leqq 1{,}7$ pod unutarnjim ili vanjskim pretlakom:

$$s = \frac{D_u \cdot p}{2\frac{K}{S}v - p} + c_1 + c_2 + c_3 = \frac{D_v \cdot p}{2\frac{K}{S}v + p} + c_1 + c_2 + c_3 \qquad (1)$$

s u mm	najmanja debljina stijenke
D_u u mm	unutarnji promjer plašta
D_v u mm	vanjski promjer plašta
p u N/mm²	najviši dopušteni pogonski tlak (1 N/mm² = 1 MPa)
K u N/mm²	karakteristična vrijednost čvrstoće materijala (tablica 6). Ona je manja od vrijednosti između granice tečenja, odn. 0,2% — granice razvlačenja i vremenske čvrstoće kod 100000 sati, na proračunskoj temperaturi t. Kod materijala bez granice tečenja, odn. 0,2% – granice razvlačenja, vrijedi vlačna čvrstoća kao faktor čvrstoće materijala,
S	koeficijent sigurnosti (tablica 7).
v	koeficijent oslabljenja kao odnos čvrstoće zavarenog spoja prema čvrstoći lima. Koeficijent oslabljenja iznosi, već prema kvaliteti zavara i vrsti šava, 0,8 do 1 (obično 0,8). Ako se na plaštu nalaze neojačani provrti, onda je v odnos između presjeka oslabljenog i neoslabljenog lima.
c_1 u mm	dodatak s kojim se uzimaju u obzir podmjere debljine stijenke. Kod feritnih čelika odstupanje u minus prema standardu, odnosno smanjenje debljine stijene, uvjetovano je načinom izrade, npr. duboko izvlačeno. Inače je $c_1 = 0$,
c_2 u mm	dodatak za istrošenje (dodatak za koroziju) = 1 mm. Taj dodatak otpada kod $s \geqq 30$ mm, ili kada se čelici dovoljno zaštite (ali ne galvanskim prevlakama) poolovljavanjem, platiranjem, gumiranjem, prevlakama umjetnih materijala i sl. Ako se posude ne mogu iznutra pregledati, treba ugovoriti veći dodatak,
c_3 u mm	dodatak na obzidavanje, koji kod ozidanih tlačnih posuda treba predvidjeti za dodatna naprezanja zbog težine zida. Inače je $c_3 = 0$.

Potrebna minimalna debljina stijenke s cilindričnih bubnjeva, plašteva ili sabirnika parnih kotlova pod unutarnjim pretlakom (sl. 9 i 12) sa $D_v/D_u \leqq 1{,}6$:

$$s = \frac{D_u \cdot p}{2\frac{K}{S}v - p} + c = \frac{D_v \cdot p}{2\frac{K}{S}v + p} + c \qquad (2)$$

s, D_u, D_v, p, K, S, v,	vidi legendu uz jednadžbu (1),
c u mm	dodatak za koroziju = 1 mm. Kod $s \geqq 30$ mm ili nerđajućih materijala, može otpasti.

Kod parnih kotlova iznosi najmanja dopuštena debljina stijenke 3 mm, kod nerđajućih čelika 2 mm. Jednadžba (2) vrijedi i za kotlovske cijevi kod unutarnjeg pretlaka, a kod vanjskog pretlaka samo do vanjskog promjera 100 mm.

Tablica 6. Faktor čvrstoće K (granica tečenja zagrijanog materijala, odn. vremenska čvrstoća) materijala tlačnih posuda i parnih kotlova

Materijali		Faktor čvrstoće materijala K[1]) u N/mm² kod °C										
		20	120	200	250	300	350	400	450	500	520	550
Limovi od općeg konstrukcijskog čelika DIN 17100 (JUS C.B0.500)	USt 34-1, RSt 34-1 (Č. 0270), (Č. 0260)	180	170									
	USt 37-1, RSt 37-1 (Č. 0370) (Č. 0360)	210	190									
	USt 34-2, RSt 34-2 (Č. 0271), (Č. 0261)	180	170	140	130	110						
	St 37-3 (Č. 0363)	210	190	160	150	120						
	St 52-3 (Č. 0563)	320	260	230	210	190						
Čelici za valjanje i kovanje, konstrukcioni čelici DIN 17100 (JUS C.B0.500)	St 34 (Č. 0260)	180	170	140								
	St 37 (Č. 0360)	210	190	160								
	St 34-2, St 34-3 (Č. 0261), (Č. 0262)	180	170	140	130	110						
	St 37-2, St 37-3 (Č. 0361), (Č. 0362) (Č. 0363)	210	190	160	150	120						
	St 42-2, St 42-3 (Č. 0461), (Č. 0462)	230	210	180	170	140						
	St 52-3 (Č. 0562) (Č. 0563)	320	300	250	230	200						
Kotlovski limovi[2]) DIN 17155 (JUS C.B4.014)	H I (Č. 1202)	220		180	170	140	120	100	70	30		
	H II (Č. 1204)	250		210	190	160	140	120	70	30		
	H III (Č.1206)	270		230	210	180	160	135	70	30		
	H IV	280		240	220	190	170	135	70	30		
	17 Mn 4, (Č. 3133)	280		250	230	210	180	160	105	40	31	
	19 Mn 5, (Č. 3105)	320		270	250	230	210	180	105	40	31	
	15 Mo 3, (Č. 7100)	270		250	230	200	180	170	160	95	60	
	13 CrMo 44, (Č. 7400)	300		280	260	240	220	210	200	140	96	50
Bešavne čelične cijevi[3]) DIN 1629 (JUS C.B5.020 i 023)	St 35, St 35.4 (Č. 1212) (Č. 1212)	240		190	170	140						
	St 45, St 45.4 (Č. 1213), (Č. 1213)	260		210	190	160						
	St 55, St 55.4 (Č. 1402), (Č. 1402)	300										
	St 52, St 52.4 (Č. 3100), (Č. 3100)	360										
Bešavne čelične cijevi[4]) DIN 17175 (JUS C.B5.022)	St 35.8, (Č. 1214)	240		190	170	140	120	110	70			
	St 45.8 (Č. 1215)	260		210	190	160	140	130	70			
	15 Mo 3, (Č. 7100)	290		260	240	210	190	180	170	95	60	
	13 CrMo 44, (Č. 7400)	300		280	260	240	220	210	200	140	96	50
	10 CrMo9 10, (Č. 7401)	270		250	240	230	220	210	200	145	110	67
Čelični lijev DIN 1681 (JUS C.J3.011)	GS 38.5, (ČL. 0346)	180	175	160	140	120						
	GS 45.5, (ČL. 0446)	220	210	180	160	140						
	GS 52.5, (ČL. 0546)	250	230	200	180	160						
Vatrootporni čelični lijev DIN 17245	GS-C 25, (ČL. 1330)	250		195		170	155	130	65	33		
	GS-22 Mo 4, (ČL. 7130)	250		210		195	185	175	165	90		25
	GS-17 CrMo 55,	320		265		240	225	210	195	130		50
	GS-17 CrMoV 5 11,	450		395		365	350	335	315	195		95
	G-XC MoV 12 1,	600		540		495	455	420	315	210		120
	G-X 22 CrMoWV 12 1,	600		540		495	455	420	315	210		120
Austenitski čelici	X 10 CrNiTi 18 9 (Č. 4572)	270	190	170	165	160	155	150				
	X 5 CrNiMo 18 10 (Č. 4573)	220	160	140	130	120						
	X 10 CrNiMoNb 18 10 (Č. 4583)	270	215	190	185	180	175	170				
	X 10 CrNiMoTi 18 12	270	215	190	185	180	175	170				
	X 5 CrNiMo 17 13	230	160	140	130	120						
	X 5 CrNiMoCuNn 18 18	230	180	155	150	140	135	130				

[1]) Međuvrijednosti se mogu linearno interpolirati.

[2]) Kod kotlovskih limova H 1 . . . H IV granica tečenja kod 20 °C i debljina do 16 mm pri 10 N/mm² leži više, za debljine iznad 40 . . . 60 mm pri 10 N/mm² leži niže, kod 17 Mn 4 . . . 13 CrMo 44 i debljina do 16 mm pri 10 N/mm² leži više.

[3]) Za debljine do 16 mm pri 20 °C granica tečenja leži za 10 N/mm² više, za debljine iznad 40 mm leži za 10 N/mm² niže. Kod cijevi sa $D_v \leqq 30$ mm i $s \leqq 3$ mm pri 20 . . . 120 °C granica tečenja leži za 10 N/mm² niže.

[4]) Kod St 35.8, Č. 1214, St 45.8, Č. 1215, 15 Mo 3, Č. 7100 i 13 CrMo 44, Č. 7400 uz više temperature za debljine iznad 40 mm i 10 N/mm² faktor čvrstoće materijala može ležati niže. Kod $D_v \leqq 30$ mm i $s \leqq 3$ mm za 10 N/mm² faktor čvrstoće materijala leži niže.

Tablica 7. Koeficijent sigurnosti S za tlačne posude i parne kotlove (izvod iz AD- i TRD-listova)

Tlačne posude[1])		A	B	C
Faktor čvrstoće materijala K prema tablici 6	Čelični materijali prema tablici 6 (izuzev čelični lijev)	1,5	1,8	1,1
	Čelični lijev	2	2,5	1,5
	Lijevano željezo s kuglastim grafitom[2])	3 . . . 6		1,5 . . . 2,5
Faktor čvrstoće K=čvrstoća na vlak	Bešavne i zavarene posude	3,5	4	
	Čist aluminij, bakar i bakarne legure uključiv valjane i lijevane bronce			2,5
	Sivi lijev			3,5
Parni kotlovi				**A**
Faktor čvrstoće materijala K prema tablici 6	Čelični materijali prema tablici 6 (izuzev konstrukcione čelike DIN 17100, odn. JUS C.B0.500 i čelični lijev), stabilni kotlovi i brodski kotlovi za unutrašnju plovidbu			1,5
	Pomorski brodski kotlovi			1,7
	Konstrukcioni čelici DIN 17100, odn. JUS C.B0.500, samo stabilni kotlovi i brodski kotlovi unutrašnje plovidbe			1,8
	Čelični lijev			2

A s atestom preuzimanja materijala prema DIN 50049, odsječak 3
B s tvorničkom potvrdom za kvalitetu materijala prema DIN 50049, odsječak 1 i 2
C ispitivano tlakom vode pri 20 °C uz propisani tlak 1,3 p.

[1]) Za tlačne posude gorivih plinova i plinskih smjesa sa cijanom ili cijanovodikom treba uzeti 20% veći koeficijent sigurnosti.
[2]) Točnu vrijednost koeficijenta sigurnosti prema kvaliteti materijala (vidi AD-Merkblatt B0).

Potrebna najmanja debljina stijenke s bombiranih dna (sl. 13) sa $R \leqq D_v$, $r \geqq 0{,}1\ D_v$ i $s \geqq 2$ mm pod unutarnjim ili vanjskim pretlakom za *tlačne posude* i *parne kotlove*:

$$s = \frac{D_v \cdot p \cdot \beta}{4 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5 \qquad (3)$$

s, D_v, p, K, S — vidi legendu uz jednadžbu (1),

v — koeficijent oslabljenja; za bombirana dna zavarena od više dijelova (sl. 13e) je $v = 0{,}8$ do 1, već prema kvaliteti zavara, inače je $v = 1$,

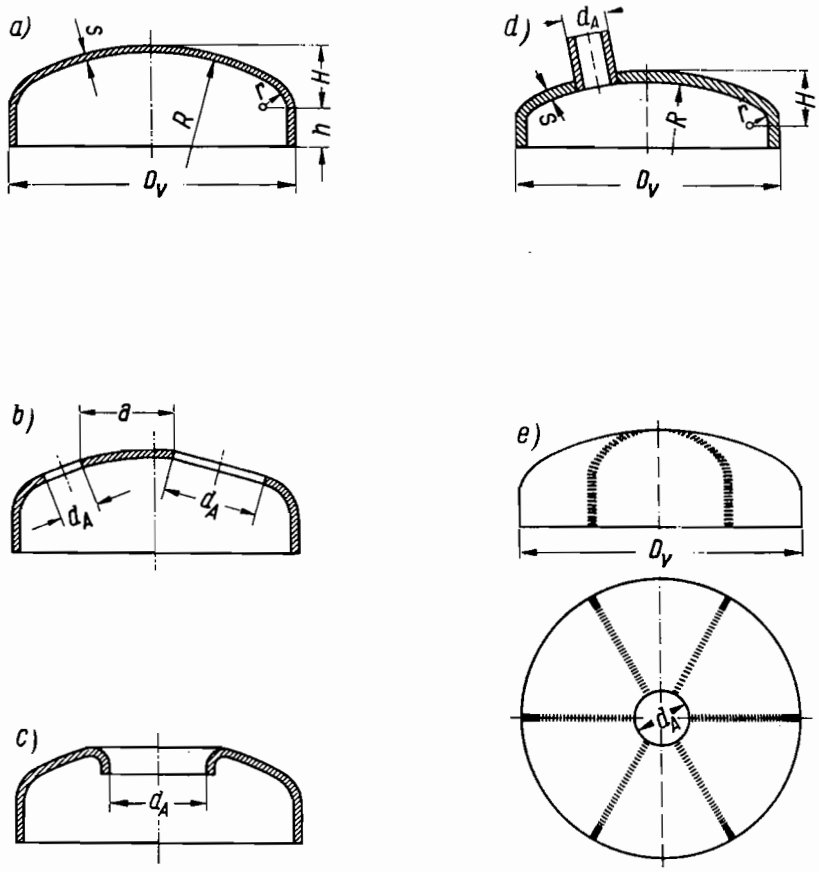
β — koeficijent proračuna (vidi tablicu 8 i dolje navedene podatke),

c_1, c_2, c_3 — dodaci na debljinu stijene, vidi legendu uz jednadžbu (1). Kod parnih kotlova otpadaju c_1 i c_3,

c_4 — dodatak vanjskog tlaka. Kod tlačnih posuda $c_4 = 2\text{ mm} - 100\text{ mm}^2/D_v$, kod parnih kotlova $c_4 = 2$ mm. Dodatak uzima u obzir odstupanja od teoretskog oblika (splošnjavanje, utisnuta mjesta). Kod $D_v \leqq 50$ mm i kod unutarnjeg pretlaka $c_4 = 0$.

c_5 u mm — Konstrukcioni dodatak. Ako je kod tlačnih posuda $(s - c_1 - c_2)/D_v < 0{,}005$, iznosi $c_5 = 1$ mm, inače je $c_5 = 0$. Kod parnih kotlova je $c_5 = 0{,}2\ (6\text{ mm} - s_0)$, gdje je s_0 debljina stijene bez dodataka. Kod $s_0 > 6$ mm je $c_5 = 0$ mm, kod morskih brodskih kotlova uvijek je $c_5 = 1$ mm.

Cilindrična visina ruba bombiranih dna mora iznositi pri $H/D_v \leqq 0{,}2$ najmanje $h = 3{,}5\ s$. Za $H/D_v > 0{,}2$ smiju se visine h linearno toliko sniziti da pri $H/D_v = 0{,}5$ dođu na vrijednost nula. s/D_v mora biti $\geqq 0{,}003$, uz iznimku kod poluokruglih dna. Kod dna s izrezima unutar kugline kalote sa $d_A \leqq 4\ s$ i kada



Slika 13. Bombirana dna
a) puno dno; *b*) dno s izrezima; *c*) dno s vratom; *d*) dno s nastavkom; *e*) zavareno dno

Tablica 8. Proračunski koeficijenti β za zaobljena dna (prema AD-Merkblätter i TRD)

Oblik dna	H/D_v	β za puno dno	β za dno s nepojačanim izrezima								β'
		pri $d_A/\sqrt{D_v \cdot (s-c_1-c_2)}=$									
		0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	
Zakrivljenost dna $R=D_v$	0,20	2,9	2,9	2,9	3,7	4,6	5,5	6,5	7,5	8,5	2,4
Duboko zaobljeno dno $R=0{,}8\ D_v$	0,25	2,0	2,0	2,3	3,2	4,1	5,0	5,9	6,8	7,7	1,8
Polukuglasto dno	0,5	1,1	1,2	1,6	2,2	3,0	3,7	4,3	4,9	5,4	1,1

razmak a nije manji od zbroja oba polumjera izreza, treba uvrstiti β za puna dna. U tom slučaju i kod punih dna smije debljina stijenke kugline kalote biti nešto manja od debljine stijenke ruba i mora se umjesto sa β, izračunati sa β'. To vrijedi i za dovoljno ojačane veće izreze.

Plašteve i dna izložena vanjskom pritisku treba proračunavati prema jednadžbama (1) do (3) sa $v=1$. Međutim, plaštevi se moraju još i računski kontrolirati s obzirom na mogućnost elastičnog, odn. plastičnog udubljavanja (vidi AD – list B3 i B6, TRD 302 i 303).

Potrebna najmanja debljina stijene s neusidrenih i centralno usidrenih okruglih ravnih dna i ploča (sl. 14):

$$s = C\,(D_1 - d_1)\sqrt{p\,\frac{S}{K}} + c_2 \qquad (4)$$

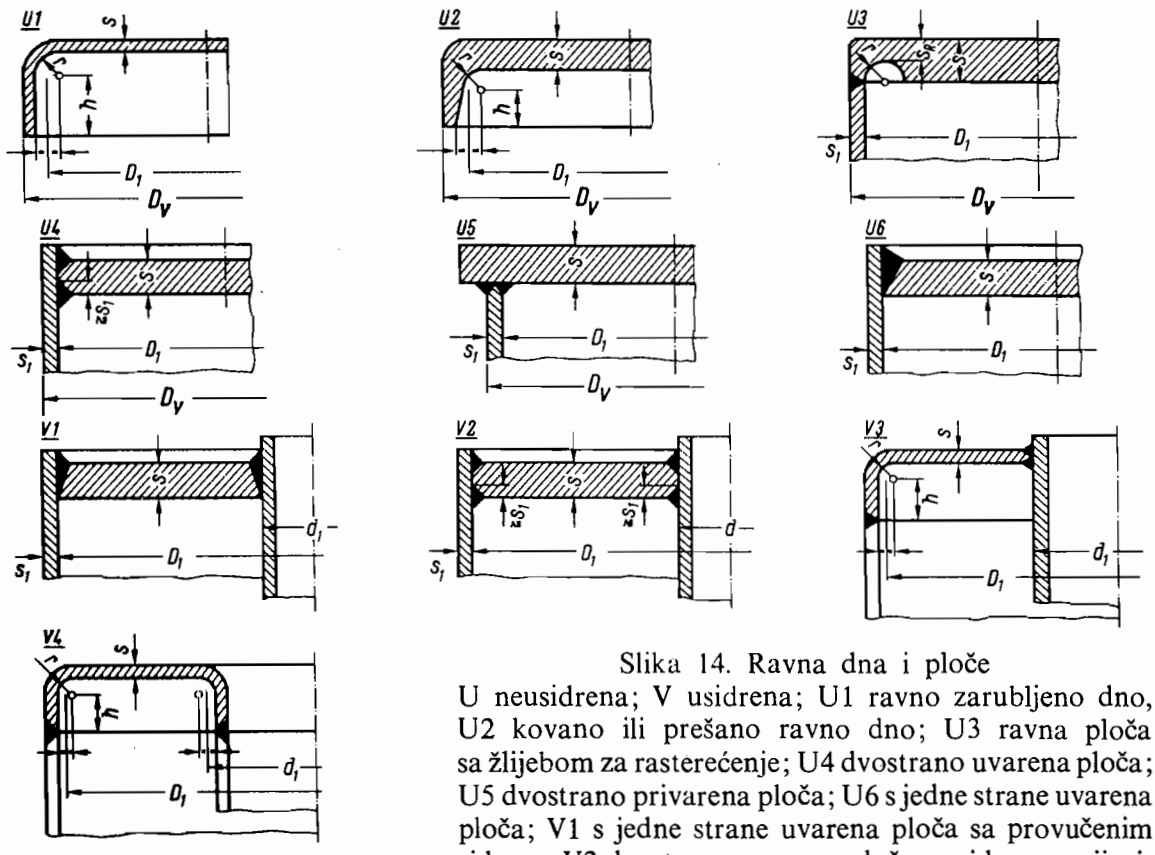
s, p, S, K vidi legendu uz jednadžbu (1),

C proračunski koeficijent prema izvedbama prikazanim na sl. 14
U1: $C=0{,}3$ pri $r \approx 0{,}035\,D_v$, ali $r \geqq 30$ mm, $r \geqq 1{,}3\,s$, $h \geqq 3{,}5\,s$,
U2: $C=0{,}35$ pri $s/3 \leqq r \geqq 8$ mm, $h \geqq s$,
U3: $C=0{,}4$ pri $p\,(D_1/2-r)\,1{,}3\,S/K \leqq s_R \geqq 5$ mm, $s_R \geqq 0{,}77\,s_1$ pri $D_v > 1{,}2\,D_1$, $0{,}2\,s \leqq r \geqq 5$ mm,
U4: $C=0{,}35$ pri $s \leqq 3\,s_1$, $C=0{,}45$ pri $s > 3\,s_1$,
U5: $C=0{,}4$ pri $s \leqq 3\,s_1$, $C=0{,}45$ pri $s > 3\,s_1$,
U6: $C=0{,}45$ pri $s \leqq 3\,s_1$, $C=0{,}5$ pri $s > 3\,s_1$,
V1: $C=0{,}4$ pri $s \leqq 3\,s_1$, $C=0{,}45$ pri $s > 3\,s_1$
V2: $C=0{,}3$ pri $s \leqq 3\,s_1$, $C=0{,}35$ pri $s > 3\,s_1$
V3, V_4: $C=0{,}25$ pri $r \approx 0{,}035\,D_v$, ali $r \geqq 30$ mm, $r \geqq 1{,}3\,s$, $h \geqq 3{,}5\,s$,

D_1 u mm proračunski promjer prema sl. 14,

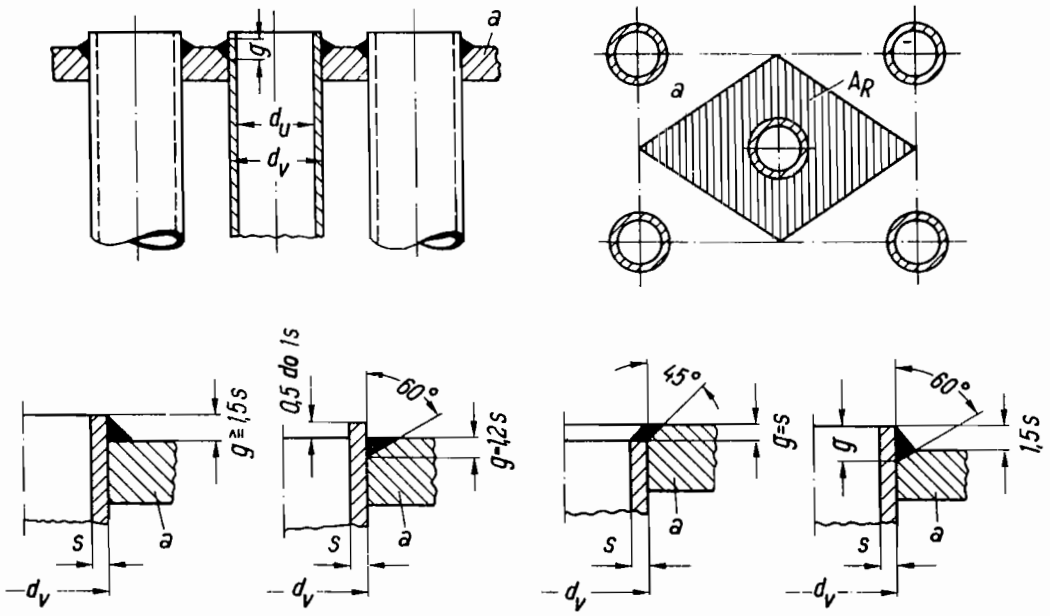
d_1 u mm računski promjer usidrenja. Kod neusidrenih dna ili ploča je $d_1 = 0$,

c_2 u mm dodatak na istrošenje, koji treba posebno utanačiti kod posuda s opasnim, jako korodirajućim sadržajem ili posuda koje se ne mogu pregledati u unutrašnjosti. Inače je $c_2 = 0$.



Slika 14. Ravna dna i ploče
U neusidrena; V usidrena; U1 ravno zarubljeno dno, U2 kovano ili prešano ravno dno; U3 ravna ploča sa žlijebom za rasterećenje; U4 dvostrano uvarena ploča; U5 dvostrano privarena ploča; U6 s jedne strane uvarena ploča; V1 s jedne strane uvarena ploča sa provučenim sidrom; V2 dvostrano uvarena ploča sa sidrenom cijevi; V3 ravno zarubljeno dno provučeno sa sidrenom cijevi; V4 zarubljeno ravno dno sa vratom

Ako se radi o usidrenim pločama ili o cijevnim stijenama (vidi k tome sl. 12 i 15), onda vrijede, zavisno od rasporeda (oblikovanja), jednadžbe koje odstupaju od jednadžbe (4) (vidi AD-list B5 i TRD 305 i 306).



Slika 15. Uvarene cijevi (*a* je cijevna stijena)

Kod *uvarenih cijevi* prema sl. 15 moraju zavareni šavovi biti u stanju da preuzmu cijelu silu prenesenu na cijev. U smičnom presjeku zavara mora *širina šava* iznositi najmanje:

$$g = 0{,}4 \frac{F \cdot S}{d_v \cdot K} \tag{5}$$

g u mm	širina zavara,
F u N	sila koja otpada na cijev $= p \cdot A_R$, gdje je A_R udio cijevnog polja (okomito šrafirana površina na sl. 15). Kod djelomično izbušenih cijevnih polja treba rubni dio polja uključiti, tj. do nastavka obruba dna,
d_v u mm	vanjski promjer cijevi,
S, K	vidi legendu uz jednadžbu (1).

Kod uvarenih uzdužnih *zatega*, *sidrenih cijevi* ili *sprežnjaka*, presjek kutnog šava opterećenog na smik, treba da bude najmanje 1,25 puta veći od potrebnog presjeka svornjaka ili sidrene cijevi:

$$d_v \cdot \pi \cdot g \geqq 1{,}25\, A_A \tag{6}$$

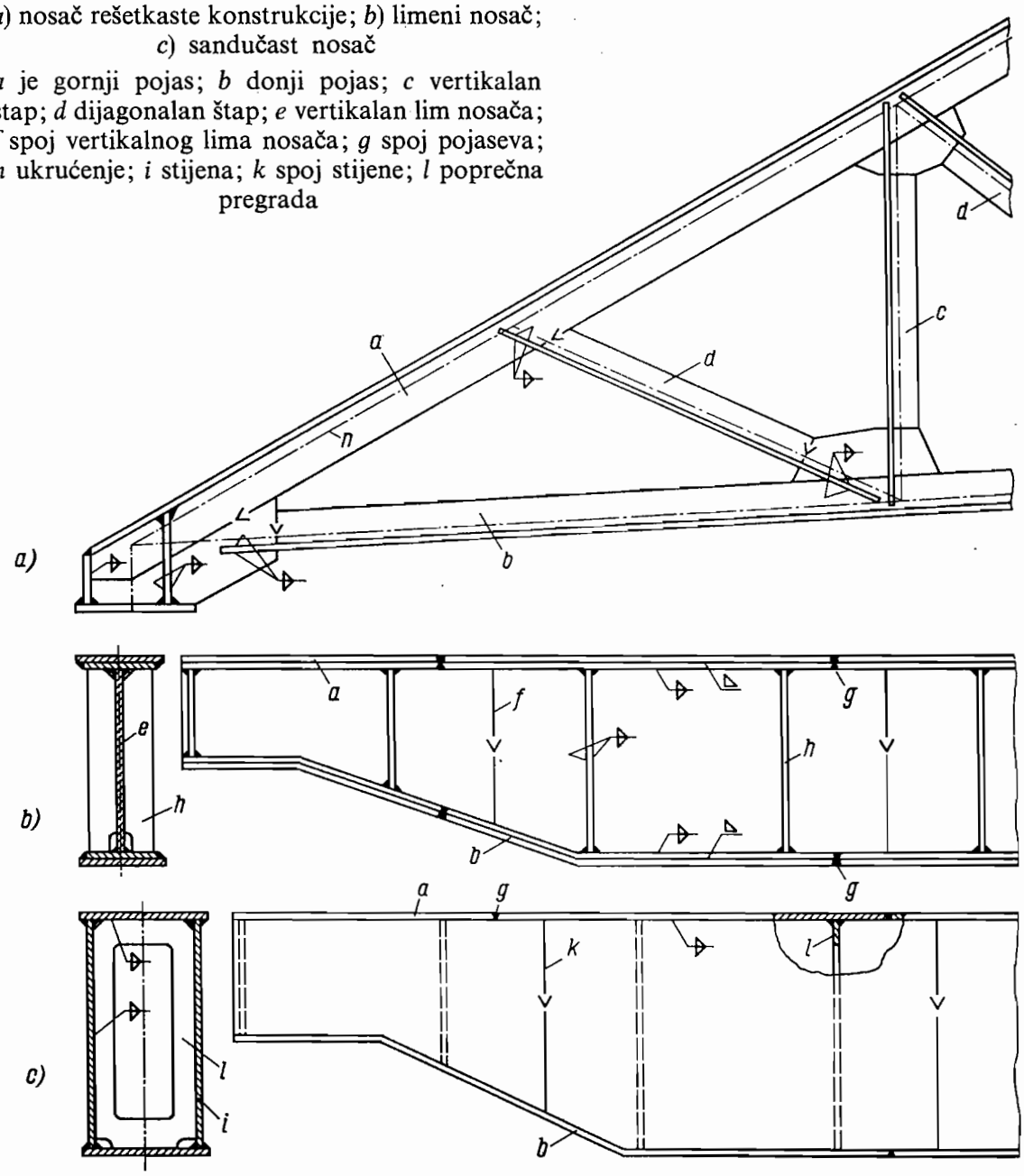
A_A u mm^2 presjek sidra $= (d_v^2 - d_u^2) \cdot \pi/4$ (u smislu sl. 15)

Jednadžba (6) može se primijeniti i na uvarene cijevne nastavke (vidi sl. 11).

1.1.4. Zavareni spojevi čeličnih konstrukcija

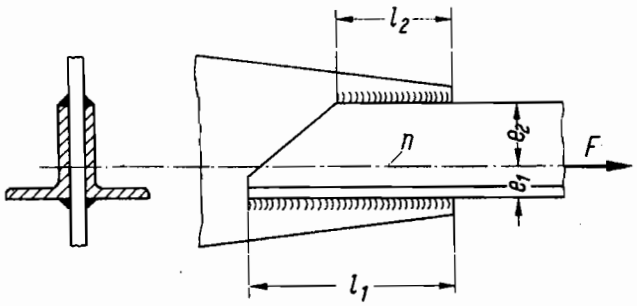
U visokogradnji, gradnji dizala i gradnji mostova profilni čelici, plosnate šipke, cijevi i limovi spajaju se u *nosive konstrukcije,* rešetkaste konstrukcije ili limene nosače, npr. krovne nosače, čelične konstrukcije tvorničkih hala, nosače voznih naprava dizalice i sl. Slika 16a pokazuje *nosač rešetkaste konstrukcije.* Njegovi vanjski štapovi zovu se *pojasevi* (gornji i donji pojas). Oni se ukrućuju *vertikalnim* i *dijagonalnim štapovima. U čvoru* se uvijek sastaju više štapova. *Puni nosači* izvode se kao *limeni nosači* (sl. 16b), ili kao *sandučasti nosači* (sl. 16c). Da se ne bi izbočili, na određenim razmacima uvaruju se ukrućenja, koja se kod sandučastih nosača zovu *poprečne pregrade.*

Slika 16. Zavarene čelične nosive konstrukcije
a) nosač rešetkaste konstrukcije; *b*) limeni nosač; *c*) sandučast nosač
a je gornji pojas; *b* donji pojas; *c* vertikalan štap; *d* dijagonalan štap; *e* vertikalan lim nosača; *f* spoj vertikalnog lima nosača; *g* spoj pojaseva; *h* ukrućenje; *i* stijena; *k* spoj stijene; *l* poprečna pregrada



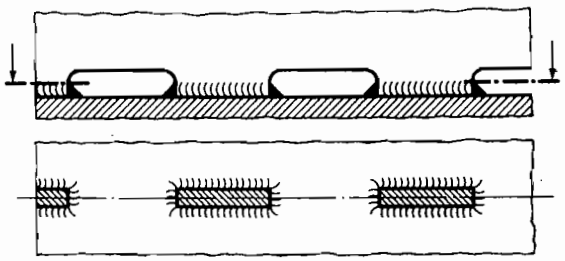
Za zavarivanje taljenjem smiju se upotrijebiti samo čelici sa zajamčenom sposobnošću za takva zavarivanja. To su St 37-1 (Č. 0361), St 37-2 (Č. 0361), St 37-3 (Č. 0362 i Č. 0363), St 52-3 (Č. 0562). Za nosive dijelove ne smiju se upotrebljavati neumireni čelici kvalitetne grupe 1. Za zavarene čelične konstrukcije s pretežno mirnim opterećenjem vrijede propisi prema DIN 4100 (JUS. C.T3.081). Za dizalice je, osim toga, mjerodavan DIN 120 (JUS M.D1.050). Taj standard bit će međutim, zamijenjen sa DIN 15018 (sada još nacrt) (JUS M.D1.020 do 050). Navedeni standardi sadrže, uz ostalo, slijedeće:

1. Minimalna debljina nosivih dijelova od čelika iznosi kod male opasnosti od korozije 4 mm, kod dizalica 3 mm, kod čvornih limova 4 mm, kod cijevi 2 mm. Za srednje ili veće opasnosti od korozije propisane su veće minimalne debljine.
2. Zavareni sastavni dijelovi moraju biti tako oblikovani da se koliko je moguće postigne nesmetan tok sila. Treba izbjegavati nepovoljne prijelaze s jednog presjeka na drugi i veće proreze ili provrte u blizini zavarenih ili navarenih limova. Gomilanje zavarenih šavova na pojedina mjesta treba izbjegavati.
3. Težišnice štapova trebaju se po mogućnosti podudarati s linijama sustava. Stoga je potrebno težišnicu zavarena priključka dovesti do pokrivanja s težišnicom štapa. Prema sl. 17 moralo bi se tada kod iste debljine šava izvesti. $l_1 \cdot e_1 = l_2 \cdot e_2$.



Slika 17. Zavaren priključak čija se težišnica poklapa s težišnicom štapa

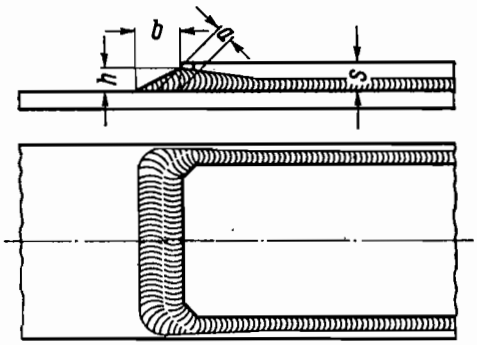
4. Pojasne ploče koje se spajaju izravno s vertikalnim limovima ne trebaju, zbog opasnosti od krtog loma, da budu deblje od 30 mm, a dodatne pojasne ploče ne deblje od 50 mm. Spojevi pojasnih ploča moraju biti okomiti na smjer sile.



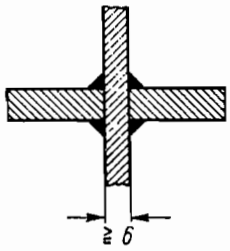
Slika 18. Zavaren kutni šav

5. Kod konstrukcija na otvorenom prostoru ili gdje su naročite opasnosti od korozije, treba prekidane zavare izvesti samo kao zatvorene kutne zavare, zavarujući ih naokolo, prema sl. 18.

6. Općenito treba *bočne kutne zavare* izvesti jednako debele, ne deblje nego što to traži proračun, ukoliko tehnološki razlozi ne govore protiv. Kod *čelnih kutnih zavara* preporučuje se zbog povoljnijeg skretanja toka sila izvedba s nejednakim kracima. Pri tome je $h/b \leqq 1$.
7. Ako su zavari smješteni jedni nasuprot drugima, onda mora debljina lima između njih biti najmanje 6 mm (sl. 20).

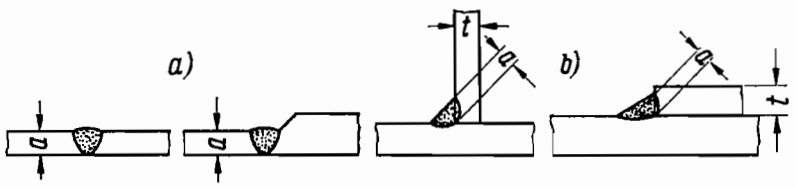


Slika 19. Prijelaz tupog kutnog zavara s nejednakim krakovima na bočni kutni zavar s jednakim krakovima



Slika 20. Zavareni šavovi koji leže nasuprot

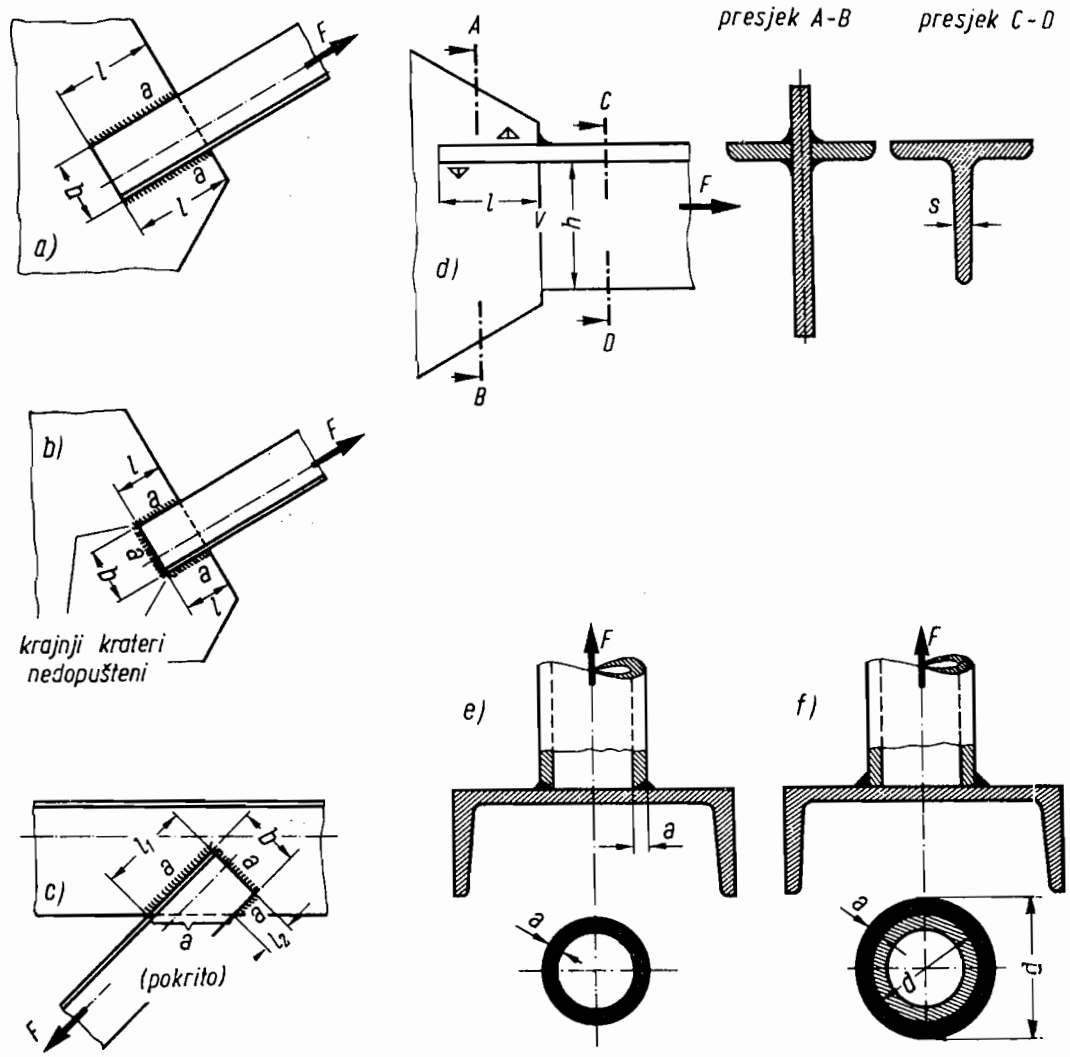
8. Ne smiju se prihvatiti izvedbe kod kojih zavareni šavovi i vijci zajednički prenose silu, DIN 7990 (JUS M.B1.068).
9. Zbog opasnosti nastajanja zona segregacije (zone nejednolične strukture) kod neumirenih čelika i zbog nepovoljnih odnosa preostalih napetosti nastalih na prijelaznim polumjerima valjanih profila pri postupku valjanja i ohlađivanja, nije dopušteno zavarivanje tih prijelaznih polumjera (vidi sl. 23). Od toga su izuzete tjemene i podnožne ploče. U području hladnog oblikovanja (npr. savijanja konstrucionih dijelova smije se zavarivati samo ako odnos između polumjera savijanja i debljine lima nije ispod dopuštenog. Taj odnos ovisi i o materijalu.
10. **Računska debljina** *a* čeonih zavara jednaka je debljini dijelova koji se zavaruju, pri čemu je u sastavu dijelova različite debljine mjerodavna manja debljina (sl. 21 a). Kod kutnog zavara jednaka je visini ucrtanog istokračnog trokuta (sl. 21 b). Debljina *kutnih zavara* mora biti *najmanje* $a = 3$ mm; općenito njihova debljina *ne treba* da bude *veća* od $a = 0{,}7\ t$, pri čemu je t debljina najtanjeg priključnog dijela.



Slika 21. Debljina zavara *a*: *a*) tupih zavara; *b*) kutnih zavara

11. **Računska duljina zavara** *l* jednaka je ukupnoj duljini *l* zavara. Kod čeonih zavara jednaka je širini dijela koji se zavaruje, ako se pri izvođenju zavara vodi računa o tome da zavar bude po čitavoj duljini jednake kvalitete.

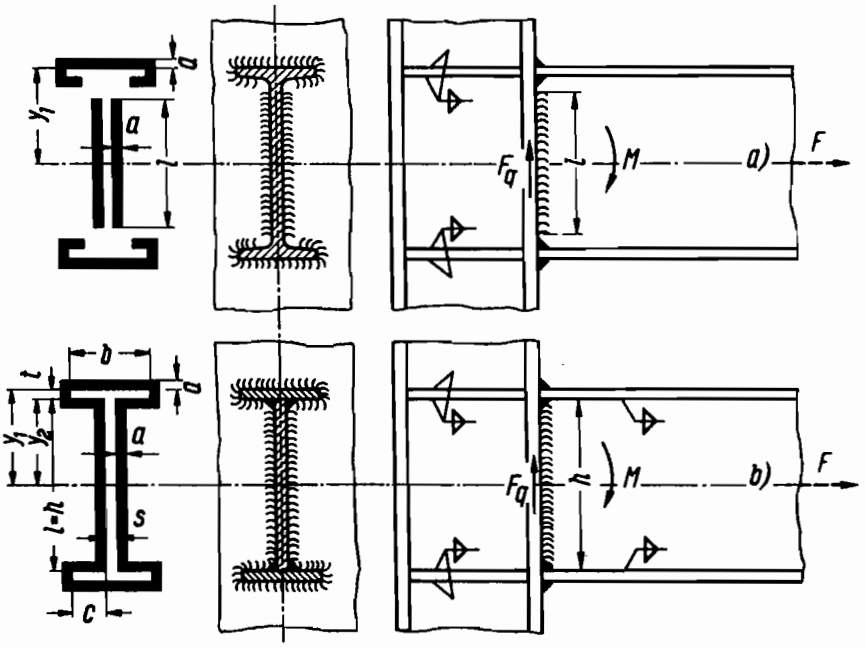
Na priključcima s vezicama i profilima prema sl. 22 ne smije računska duljina l pojedinih kutnih zavara biti veća od $l = 100a$. Nadalje, u priključcima prema sl. 22a ne smije računska duljina biti manja od $l = 15a$, a prema sl. 22b i c ne manja od $l = 10a$.



Slika 22. Priključci štapova i vezica
a) s bočnim kutnim zavarima; *b*) s tupim i bočnim kutnim zavarima; *c*) s kutnim zavarom naokolo; *d*) s tupim i kutnim zavarima; *e*) s tupim kružnim zavarom; *f*) s kutnim kružnim zavarom

12. **Računska površina zavara** općenito je određena sa $\Sigma (a \cdot l)$. Kod kutnih zavara zamišlja se debljina zavara a zaokrenuta u priključnu ravninu. Svi zavari spoja mogu biti obuhvaćeni kod prijenosa uzdužne sile F izrazom $\Sigma (a \cdot l)$, uz pretpostavku jednolične krutosti priključne ravnine. Kod poprečnih sila F_q, kakve se pojavljuju u savojno opterećenim dijelovima, obuhvaćeni su samo priključni zavari, koji su na temelju svog položaja u stanju prenositi poprečne sile. Na primjer, kod I, U i sličnih presjeka obično su to samo zavari poprečnih limova duljine l na sl. 23. Kod zajedničkog djelovanja tupih i kutnih zavara (vidi sl. 22d) treba zbrojiti površine zavara. Na primjer:

$$\Sigma(a \cdot l) = 2a \cdot l \quad \text{uz sl. 22a}$$
$$= a(b+2l) \quad \text{uz sl, 22b}$$
$$= a(l_1+l_2+2b) \quad \text{uz sl. 22c}$$
$$= 4a \cdot l + s \cdot h \quad \text{uz sl. 22d}$$
$$= a(d-a)\pi \quad \text{uz sl. 22e}$$
$$= a(d+a)\pi \quad \text{uz sl. 22f}$$



Slika 23. Priključak nosača s kutnim zavarima opterećen na savijanje
a) valjanog nosača; *b*) limenog nosača

Proračun na čvrstoću provodi se kao da su sami zavareni šavovi posebni dijelovi. Površina presjeka zavarenih šavova uzima se kao ona koja preuzima opterećenje. Ako se žele izbjeći moguće zamjene s drugim naprezanjima, treba u simbolu za naprezanja zavarena šava dodati indeks zav, kao npr. σ_{zav} ili τ_{zav}.

Ako sila F djeluje okomito na površinu zavarena šava, računa se sa:

normalnim (vlačnim ili tlačnim) *naprezanjem*

$$\sigma_{v,t} = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \tag{7}$$

$\sigma_{v,t}$ u N/mm² normalno naprezanje u zavaru (vlačno σ_v odn. tlačno σ_t),
F u N sila koja djeluje okomito na površinu zavarena šava,
$\Sigma(a \cdot l)$ u mm² računska površina zavarena šava kako je navedena pod 12.

Ako sila F djeluje u samoj površini zavarena šava (tangencijalno), računa se sa:

smičnim naprezanjem $\tau = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)}$ (8)

τ u N/mm² smično naprezanje u zavarenom šavu,
F u N sila koja djeluje u površini zavarena šava.

U površini zavarena spoja opterećena samo *jednim* savojnim momentom M (sl. 23) bit će u spoju na udaljenosti y

$$\textit{normalno naprezanje} \quad \sigma_f = \frac{M}{I_{zav}} y \tag{9}$$

σ_f u N/mm² normalno naprezanje (savojno naprezanje) u zavarenu šavu na razmaku y od težišnice zavarena priključka (savojno vlačno ili savojno tlačno naprezanje),

M u Nmm savojni moment, koji opterećuje površinu zavarena šava,

I_{zav} u mm⁴ moment inercije površina zavarenih šavova. Kod kutnih zavara treba težišnice pojedinačnih ploha zavara izračunavati u odnosu na teoretske točke korijena zavara. Zbog malog utjecaja, smiju se, osim toga, zanemariti i momenti inercije onih ploha zavara koje leže paralelno s težišnicom zavarena priključka. To vrijedi i za ostale male dijelove zavara. Za primjer na sl. 23b bilo bi, dakle:
$I_{zav} = 2a \cdot l^3/12 + 2a \cdot b \cdot y_1^2 + 4a \cdot c \cdot y_2^2 + 4a \cdot t\,(y_2 + t/2)^2$,

y u mm razmak korijena kutnog zavara od težišnice zavarena priključka. Za primjere na sl. 23 nastaje najveće normalno naprezanje na razmaku $y = y_1$.

U presjecima uzdužnih zavara (spojni uzdužni zavari) nosača opterećenog na savijanje (sl. 24) pojavljuju se normalna naprezanja koja su jednaka savojnom naprezanju dijela konstrukcije:

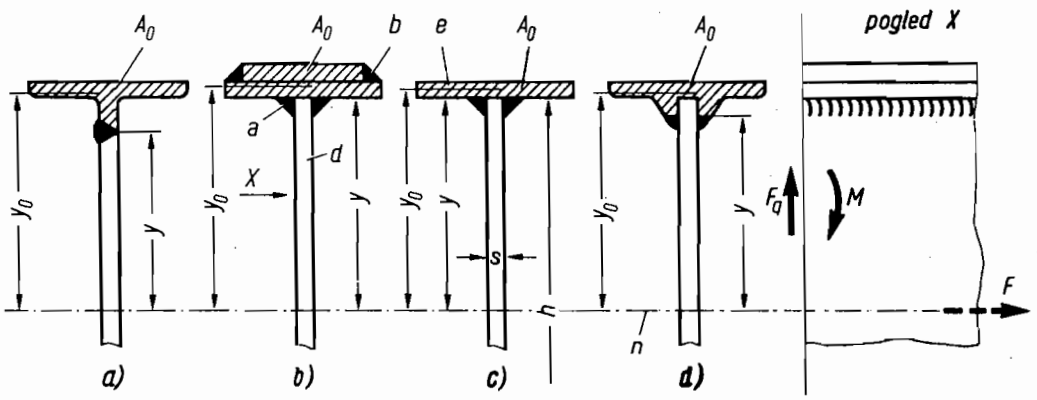
$$\textit{normalno naprezanje} \quad \sigma_{1f} = \frac{M}{I} y \tag{10}$$

σ_{1f} u N/mm² normalno naprezanje u presjeku uzdužnog zavara (naprezanje na vlak ili tlak),

M u Nmm savojni moment u presjeku konstrukcionog dijela,

I u mm⁴ moment inercije čitavog presjeka konstrukcionog dijela, uključivo i nešrafiranih dijelova sa sl. 24. Za primjer prema sl. 24c je $I = s \cdot h^3/12 + 2A_0 \cdot y_0^2$. Pri tome su zanemareni neznatni momenti inercije površina A_0,

y u mm razmak korijena kutnog zavara od težišnice presjeka.



Slika 24. Presjeci zavarenih nosača za savojna opterećenja
a je vratni zavar; *b* uzdužni spojni zavar; *d* vertikalni lim; *e* pojasna ploča; *n* nulta linija

Ako su nosači ili štapovi prema sl. 24 opterećeni samo uzdužnom silom F (bez savojnog momenta), onda je normalno naprezanje u presjeku zavarena šava jednako normalnom naprezanju u presjeku konstruktivnog dijela:

$$\textit{Normalno naprezanje}\quad \sigma_{1v,\,1t}=\frac{F}{A} \tag{11}$$

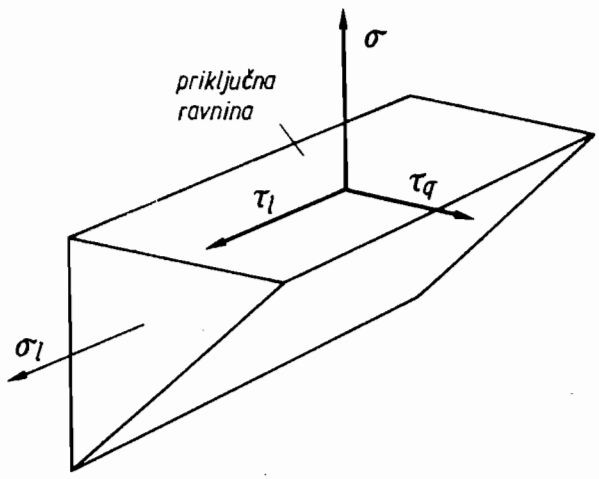
$\sigma_{1v\cdot 1t}$ u N/mm² vlačna, odn. tlačna naprezanja u presjeku zavara u uzdužnom smjeru,
F u N uzdužna sila koja opterećuje konstruktivni dio,
A u mm² ukupna površina presjeka konstruktivnog dijela. Za primjer prema 24c je $A=s\cdot h+2A_0$.

Normalna naprezanja prema jednadžbama (10) i (11) u pravilu ne treba proračunavati, izuzev kod dizalica za proračun ekvivalentnog (reduciranog) naprezanja prema jednadžbi (14).

U uzdužnom smjeru zavarena šava (spojni uzdužni šavovi na sl. 24) nosača opterećena na savijanje nastaje u priključnoj ravnini zavarenih šavova smično naprezanje zbog toga, što se pojasni limovi žele pomaknuti u uzdužnom smjeru:

$$\textit{Smično naprezanje}\quad \tau_l=\frac{F_q\cdot S}{I\cdot \Sigma a} \tag{12}$$

τ_l u N/mm² smično naprezanje nosača u smjeru uzdužnih zavara,
F_q u N poprečna sila u presjeku konstrukcionog dijela,
S u mm² statički moment površina presjeka pojasnih limova priključenih na poprečni lim. Na slici 24 su to šrafirane plohe. Za te je primjere $S=A_0\cdot y_0$, gdje A_0 predstavlja priključene površine presjeka, a y_0 udaljenost njihovih težišta od težišnice ukupnog presjeka,
I u mm⁴ moment inercije čitavog presjeka konstrukcionog dijela. Za presjek prema sl. 24c je $I=s\cdot h^3/12+2A_0\cdot y_0^2$ (vidi i legendu uz jednadžbu (10)),
Σa u mm suma debljina svih zavarenih šavova pojasnog lima koje treba uzeti u obzir. Za primjer prema sl. 24a je $\Sigma a=a$, za primjere prema slikama 24b do d uvijek je $\Sigma a=2a$.



Slika 25. Moguća normalna i smična naprezanja u kutnom zavaru

Na kutni zavar u priključnoj ravnini mogu istodobno djelovati normalna i smična naprezanja, koja stoje uvijek okomito jedno prema drugom (sl. 25).

U tom se slučaju računa s rezultirajućim naprezanjem, koje se označuje kao:

ekvivalentno (reducirano) *naprezanje* $\sigma_{red}=\sqrt{\sigma^2+\tau_q^2+\tau_l^2}$ (13)

σ_{red} u N/mm² ekvivalentno (reducirano) naprezanje u zavarenu šavu,
σ u N/mm² normalno naprezanje u zavarenu šavu. Ako $\sigma_{v,t}$ i σ_f djeluju istodobno treba ih, ovisno o smjeru koji imaju prema σ, obuhvatiti kao zbroj ili razliku,
τ_q u N/mm² smično naprezanje u poprečnom presjeku zavarena šava, općenito prema jednadžbi (8),
τ_l u N/mm² smično naprezanje u uzdužnom presjeku zavarena šava, već prema položaju šava prema jednadžbi (8) ili (12), kao njihova suma ili kao razlika.

Ekvivalentno (reducirano) *naprezanje* σ_{red} *ne treba izračunavati* u slijedećim slučajevima:

1. Kod kutnih zavara ako ostanu bez poprečnog naprezanja σ i τ_q ili ako su to bočni kutni šavovi između pojasnih limova.
2. Ako se savojno opterećen priključak (sl. 23) optereti istodobno savojnim momentom M, poprečnom silom F_q i uzdužnom silom F. Nadalje, ako preuzimanje najvećeg savojnog momenta nastane prirubnim zavarima (jednadžba (9) sa $I_{zav}=2a\cdot b\cdot y_1^2+4a\cdot c\cdot y_2^2$ prema sl. 23b), preuzimanje najveće poprečne sile šavovima poprečnog lima (jednadžba (8) sa $\Sigma(a\cdot l)=2a\cdot l$), a preuzimanje uzdužne sile svim šavovima (jednadžba (7) sa $\Sigma(a\cdot l)=$ $=a(2l+2b+4c+4t)$ prema sl. 23b.
3. Kod čeonih zavara, $^1/_2$ V-šavova s kutnim zavarom, K-šavova poprečnog lima s dvostrukim kutnim zavarom i K-šavova s dvostrukim kutnim zavarom.
4. Ako ni normalno naprezanje σ samo za sebe, ni rezultirajuće smično naprezanje $\sqrt{\tau_q^2+\tau_l^2}$ samo za sebe, ne prekoračuje 95 N/mm² kod dijelova od St 37 (Č. 0360) i 120 N/mm² kod dijelova od St 52 ($\approx$ Č. 0561). Zatim, kada je $\sigma+\sqrt{\tau_q^2+\tau_l^2}\leqq 135$ N/mm² kod čelika St 37 (Č. 0360) ili kada je $\leqq 170$ N/mm² kod čelika St 52 (Č. 0561).

Prema prijedlogu DIN 15018 (JUS M.D1.020 do 050) treba nosač dizalica računati s ekvivalentnim (reduciranim) naprezanjem, uzimajući pri tome odgovarajući predznak za σ i σ_l (vlak pozitivno, tlak negativno).

Ekvivalentno naprezanje $\sigma_{red}=\sqrt{\sigma^2+\sigma_l^2-\sigma\cdot\sigma_l+2\tau^2}$ (14)

σ_{red} u N/mm² ekvivalentno normalno naprezanje,
σ, τ u N/mm² vidi legendu uz jednadžbu (13),
σ_l u N/mm² normalno naprezanje u presjeku zavara prema jednadžbi (10) ili (11), po potrebi kao zbroj ili razlika tih dviju jednadžbi.

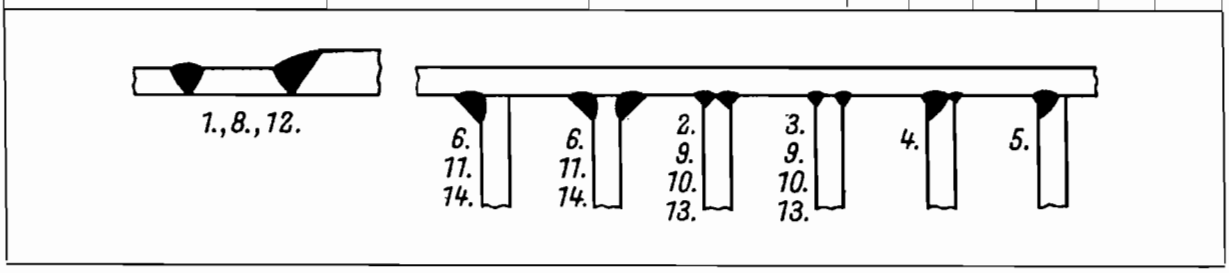
Sva naprezanja navedena u jednadžbama od (7) do (14) [izuzev normalna naprezanja σ_l u jednadžbama (10) i (11)] moraju se usporediti s *dopuštenim naprezanjima,* tablica 9. To vrijedi i za naprezanja koja nastaju u presjecima pojedinih konstrukcionih dijelova. Njihove vrijednosti treba računati s poznatim jednadžbama nauke o čvrstoći. Potrebne vrijednosti dopuštenih naprezanja vidi

u tablici 10. Pri zajedničkom djelovanju čeonih i kutnih zavara u jednom priključku mjerodavne su dopuštene vrijednosti za ekvivalentno (reducirano) naprezanje iz tablice 9. Naprezanja dobivaju tada u jednadžbi znak σ.

Tablica 9. Dopuštena naprezanja u N/mm² za zavarene šavove u gradnji čeličnih konstrukcija

Čelični nosači DIN 4100			Dijelovi od St 37 (Č. 0351) | St 52 (Č. 0560) Opterećenje			
Zavar	Kvaliteta	Naprezanje	H	HZ	H	HZ
1. Čeoni zavar 2. K-zavar dvostruki kutni (provaren korijen) 3. Plitki K-zavar dvostruki kutni[1]) 4. Polu V kutni zavar sa zavarenim korijenom na suprotnoj strani	svaka	tlak i savojni tlak	160	180	240	270
	Dokazano da nema pukotina i grešaka u korijenu	Tlak i savojni tlak okomito na smjer šava	160	180	240	270
	Nije dokazano		135	150	170	190
5. Polu V zavar sa zavarenim korijenom 6. Kutni zavar	svaka	Tlak i savojni tlak, vlak i savojni vlak, ekvivalentno naprezanje jednadžba (13)	135	150	170	190
7. Svi zavari	svaka	Smik	135	150	170	190

Kranski nosači DIN 15018 (JUS M.D1.050)			St 37 (Č. 0361)		St 46 (Č. 0480)		St 52 (Č. 0561)	
			H	HZ	H	HZ	H	HZ
8. Čeoni zavar 9. K-zavar	Naročita kvaliteta	Vlak i savojni vlak okomito na smjer šava	160	180	195	220	240	270
10. K-zavar	Normalna		140	160	170	195	210	240
11. Kutni zavar	Svaka		113	127	138	156	170	191
12. Čeoni zavar 13. K-zavar 14. Kutni zavar	Svaka	Tlak i savojni tlak okomito na smjer šava	160	180	195	220	240	270
			130	145	160	180	195	220
15. Svi zavari	Svaka	Smik	113	127	138	156	170	191
16. Svi zavari	Svaka	Ekvivalentno naprezanje jednadžba (14)	160	180	195	220	240	270



[1]) Uvrstiti vrijednost samo za nedokazanu kvalitetu

Čelične visokogradnje prema DIN 1050 (JUS C.B0.500), a dizalice i kranske staze prema DIN 120, odn. 15018 (JUS MD1.020 do 050) računaju se za slijedeća dva moguća opterećenja:

Opterećenje H kao zbroj svih *glavnih tereta.* Glavnim teretima pripadaju: *stalni tereti,* kao zbroj nepromjenljivih tereta (vlastita težina, ispuna obloga podova i sl.), zatim *pokretni teret,* kao promjenljivo pomično opterećenje konstrukcije (osobe, uređaji, skladišteni materijal, opterećenja od snijega) i *slobodne sile inercije.*

Opterećenje HZ računa se kao zbroj *glavnih i dodatnih tereta.* Dodatnim opterećenjima pripadaju: *opterećenja od vjetra, sile kočenja, vodoravne sile* (npr. kod dizalica) i *toplinski utjecaji* (pogonski i atmosferski).

Za dimenzioniranje dijelova i zavarenih šavova mjerodavan je onaj način opterećenja kojim se proračunavaju veći presjeci. Ako je dio, osim vlastitom težinom, opterećen samo dodatnim opterećenjima, onda najveći teret vrijedi kao glavni teret. Kako iz tablice 9 i 10 proizlazi, dopuštena naprezanja za opterećenje HZ leže više nego za opterećenje H, budući da je malo vjerojatno istodobno djelovanje svih uopće mogućih tereta. Osim provjere naprezanja, mora se za čelične konstrukcije izvršiti provjera sigurnosti u odnosu na stabilnost i statičku trajnost.

Tablica 10. Dopuštena naprezanja u N/mm² za elemente čeličnih konstrukcija prema DIN 1050 (visokogradnja) JUS C.B0.500 i DIN 15018 (nosači dizalice), odn. JUS M.D1.020 do 050

Naprezanje	Materijal[1]) St 33 (Č. 0000)		St 37 (Č. 0360)		St 46 (Č. 0380)		St 52 (Č. 0560)	
	Opterećenje H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Tlak i savojni tlak, ako je potreban dokaz na izvijanje i nakretanje prema DIN 4114	110	125	140	160	170	190	210	240
Vlak i savojni vlak ili tlak, ako nije moguće izbjeći tlačenje pojasa	125	140	160	180	195	220	240	270
Smik	70	80	90	105	112	127	135	155

[1]) St 33, (~Č. 000) nije za zavarene nosače niti za nosače dizalica. St 46 (Č. 0380) naveden je samo kod dizaličnih nosača DIN 15018, (~JUS M.D1.020 do 050)

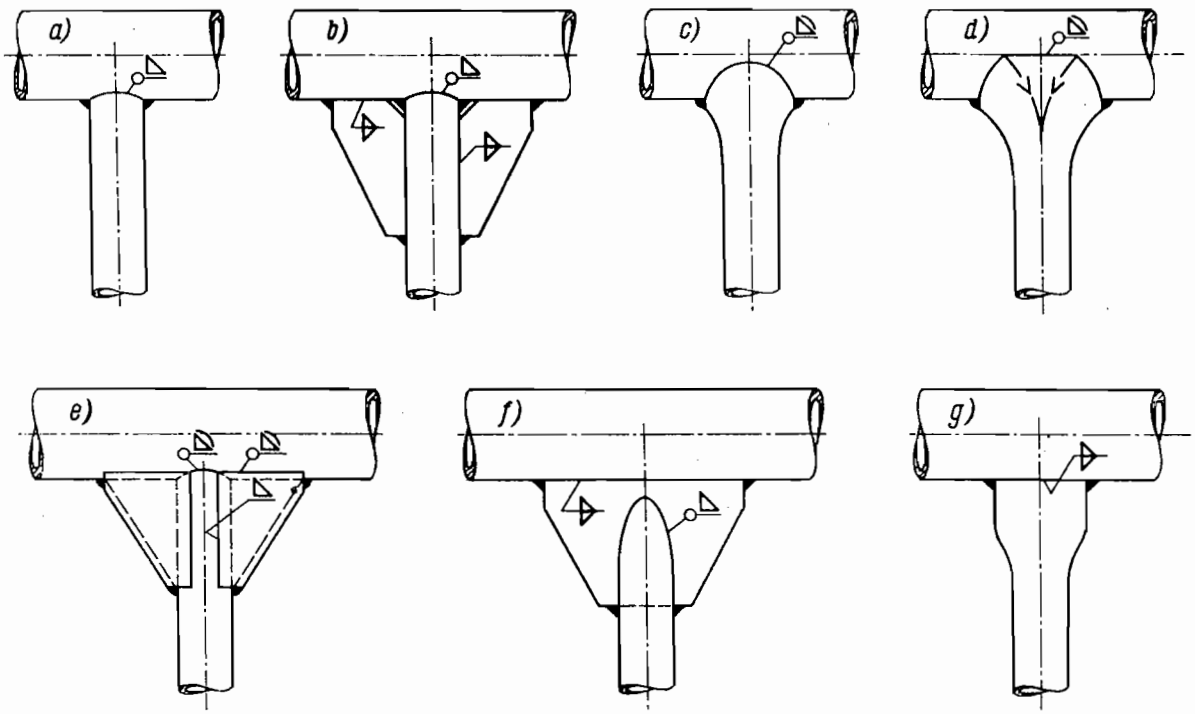
Nosači dizala stalno se opterećuju i rasterećuju, tako da njihovo naprezanje ne možemo uzeti kao pretežno mirno. Zbog toga treba, osim opisanih općih proračuna naprezanja, izvršiti još i proračuna dinamičke izdržljivosti (titrajna čvrstoća). Dopuštena naprezanja ravnaju se onda prema pogonskim grupama dizala (razred opterećenja, učestalost najvećeg opterećenja, vrijeme upotrebe), prema odnosu graničnih naprezanja $\varkappa = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ odn. τ_{min}/τ_{max}, t. prema odnosu postojećeg najmanjeg naprezanja prema najvećem u nekom od zavarenih priključaka (odnos donje naprezanje/gornje naprezanje), te prema opasnosti koju znače zarezi u zavarenim priključcima (zarezi: W bez zareznog djelovanja, 0 kod neznatnog, 1 kod umjerenog, 2 kod srednjeg, 3 kod jakog, 4 kod naročito jakog zareznog djelovanja). DIN 15018 (JUS M.D1.020 do 050) daje tome slijedeće objašnjenje:

„Dok se prvobitno pri novoj obradi postojećeg standarda DIN 120 (JUS M.D1.050) mislilo da će se na temelju mjerenja vibracija nosači dizalica moći izrađivati lakši nego dosada, radi se od 1960. god. na tome da se pretpostavljana opterećenja približe i prilagode stvarnosti, da bi se na taj način s jedne strane osigurala ekonomičnost, a s druge strane u svakom slučaju i potrebna sigurnost. To ne vodi ni do kakve bitne promjene u pogledu težina dizalica, ali se te težine mogu unutar nosača, bolje nego do sada, prilagoditi opterećenjima koja nastaju".

Čelične cijevne konstrukcije (laka gradnja) značajne su zbog svoje male težine. Da bi se izbjegla visoka lokalna naprezanja, mora se sila uvoditi na što većoj širini oboda cijevi. Kod cijevnih priključaka stvara se proširenjem kraja cijevi, prema slici 26c, bolji prijelaz nego što je prikazan na slici 26a i 26b. Ovakav priključak može se izvesti samo na cijevima male debljine stijenke. Bolji su priključci prema slici 26d, ali su skuplji. Jeftiniji su sedlasti limovi savijeni u obliku slova U, (sl. 26e), koji široko obuhvataju cijevi. Nepovoljan je zakovanom spoju sličan spoj prema slici 26f koji, uz ostalo, iziskuje i porubljivanje i zarezivanje kraja cijevi. Za podređene svrhe koristan je priključak prema slici 26g. Cijev se na kraju stisne, plosnati rub ravno odreže i privari.

Slika 27 pokazuje uobičajena *cijevna čvorišta*, slika 28 *cijevne kutne spojeve*, a slika 29 primjer izvedbe glave nosača okretne dizalice.

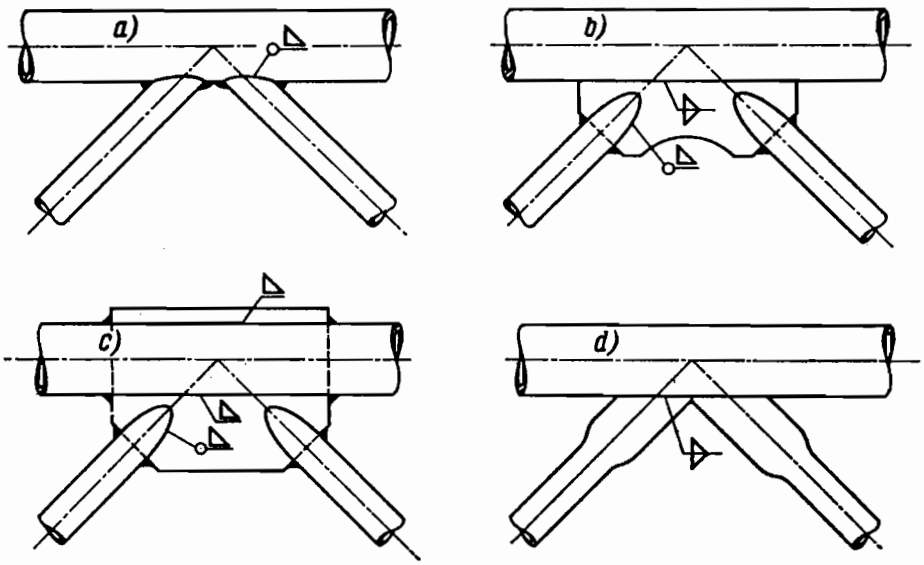
DIN 4115 (Čelične lake konstrukcije i čelične cijevne konstrukcije), navodi: Konstrukcije se bez daljnjega mogu izvesti kao čelične lake konstrukcije samo ako su izložene pretežno mirnom opterećenju. Cijevni nosači mogu se upotrijebiti za dizalice i kranske staze dizalica koje odgovaraju grupi I i II prema DIN 120 (JUS MD1.050). Za ostale izvedbe pomoću čeličnih lakih konstrukcija i čeličnih cijevnih konstrukcija potrebno je odobrenje.



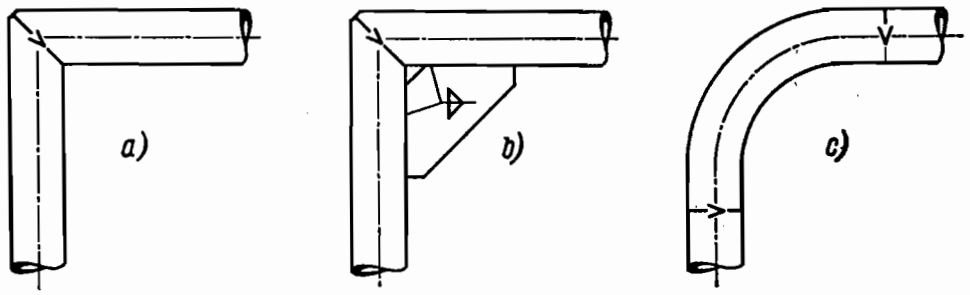
Slika 26. Zavareni cijevni priključci
a) bez ukrućenja; *b*) s kutnim rebrima; *c*) s proširenim krajevima cijevi; *d*) s prorezanim krajevima cijevi i uloženim limovima; *e*) sa sedlastim limovima; *f*) sa zarubljenim i prorezanim krajevima cijevi; *g*) s plosnato stisnutim krajevima cijevi

Dijelove čeličnih lakih konstrukcija treba pažljivije zaštititi protiv korozije nego obične čelične konstrukcije. Najmanja debljina nosivih konstrukcionih

elemenata je 1,5 mm na otvorenom prostoru i u zgradama koje nisu zatvorene, a kod naročite opasnosti od korozije debljina je najmanje 3 mm. Da bi se postigla besprijekorna izvedba zavarenih šavova pri izravnom spajanju cijevi, ne smije njihov međusobni nagib biti manji od 30°. Kod izravno zavarenih cijevi promjer manje cijevi ne smije biti manji od 1/4 promjera veće cijevi.



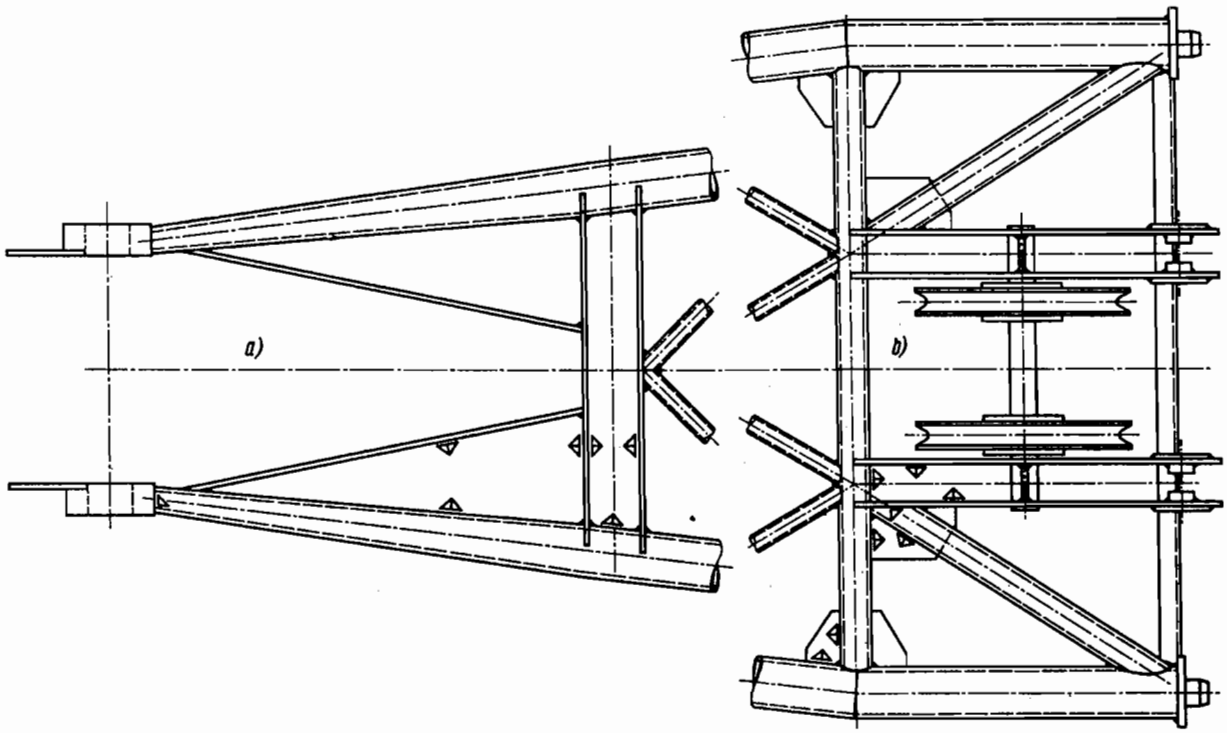
Slika 27. Čvorovi cijevne konstrukcije
a) jednostavan čvor; *b*) sa čvornim limom; *c*) sa čvornim limom ovijenim oko cijevi; *d*) s plosnato stisnutim krajevima cijevi



Slika 28. Cijevni ugaoni spojevi: *a*) bez ukrućenja; *b*) ukrućeni limom; *c*) s koljenom

Za dopuštena naprezanja cijevnih dijelova mjerodavan je DIN 1050 (JUS C.B0.500) (tablica 10). Elektrolučno zavarivanje dopušteno je samo ako je najmanja debljina dijelova koji se spajaju 2 mm. Najmanja debljina *a* nosivih šavova mora biti 2 mm, za ostalo vrijedi DIN 4100 (JUS C.T3.081) [jednadžbe (7) do (13)], koji je ujedno mjerodavan i za *dopuštena naprezanja zavarenih šavova* (tablica 9).

Ako se cijevi ne spajaju čvornim limovima ili drugim sastavnim dijelovima, nego se neposredno zavaruju jedna s drugom, onda površina zavarena šava, uzeta kao osnova proračuna, ne smije biti veća od najmanje površine presjeka cijevi. Tome pripadajuće dopušteno naprezanje zavarena šava ne smije ni u kojem slučaju prekoračiti 0,65 σ_{dop} (σ_{dop} prema tablici 10).



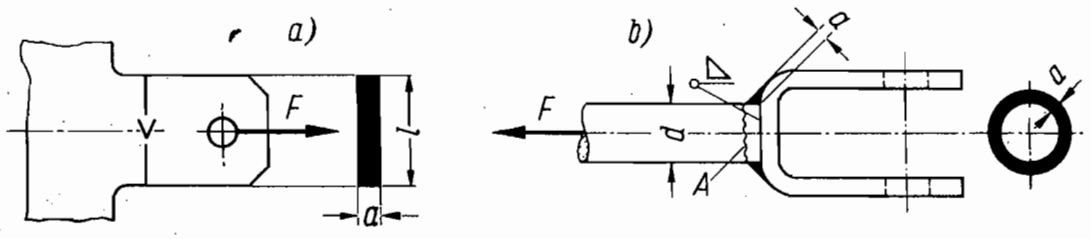
Slika 29. Nosač okretne dizalice: *a*) glava nosača; *b*) priključak nosača na međunosač

1.1.5. Zavareni spojevi u strojogradnji

U strojogradnji se izrađuju u zavarenoj izvedbi dijelovi kao što su npr. remenice, zupčanici, kućišta prijenosnika, ležajni stalci, nogari i konzole, obočja i ormari, vlačne i zglobne motke, poluge, naprave i sl. U zavarenim šavovima naprezanja se u pravilu računaju kao i kod čeličnih konstrukcija, a da bi se izbjegla opasnost zamjene, tim naprezanjima pridaje se indeks $_{zav}$. Proračun se najčešće odnosi na slijedeće slučajeve:

$$\textit{Vlačno ili tlačno naprezanje} \quad \sigma_{v,t} = \frac{F}{\Sigma (a \cdot l)} \tag{15}$$

$\sigma_{v,t}$ u N/mm^2	vlačno σ_v ili tlačno σ_t u zavarenu šavu,
F u N	vlačna ili tlačna sila okomita na površinu zavarena šava,
$\Sigma (a \cdot l)$ u mm^2	površina zavarena šava. Na slici 30a je $\Sigma (a \cdot l) = a \cdot l$, na sl. 30b je $\Sigma (a \cdot l) = a (d + a) \cdot \pi$
a u mm	debljina zavarena šava
l u mm	duljina jednog zavarenog šava.

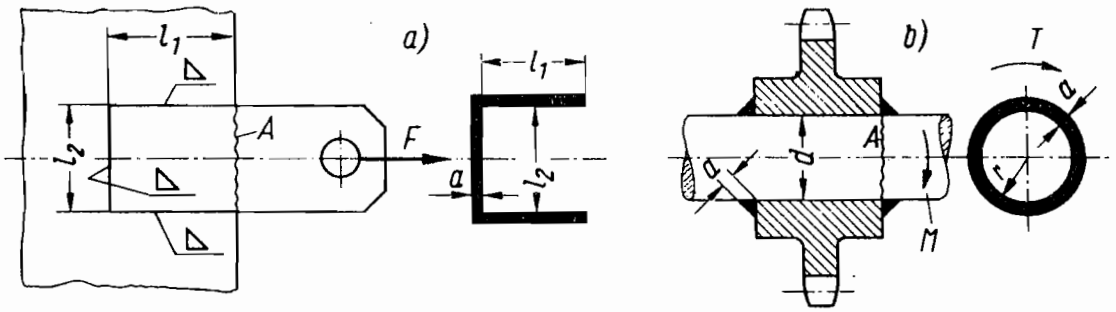


Slika 30. Vlačno opterećeni zavareni priključci: *a*) s tupim zavarom; *b*) s kutnim zavarom

$$\textit{Smično naprezanje} \quad \tau = \frac{F}{\Sigma (a \cdot l)} \tag{16}$$

τ u N/mm^2 smično naprezanje u zavarenu šavu,
F u N smična sila u površini zavarena šava (tangencijalno na površinu). Na slici 31b je $F = T/r$ sa T za torzioni okretni moment, koji otpada na jedan zavar,
$\Sigma (a \cdot l)$ u mm^2 površina zavarenog šava. Na sl. 31a je $\Sigma (a \cdot l) = a (2l_1 + l_2)$, na sl. 31b je $\Sigma (a \cdot l) = a (d + a) \pi$.

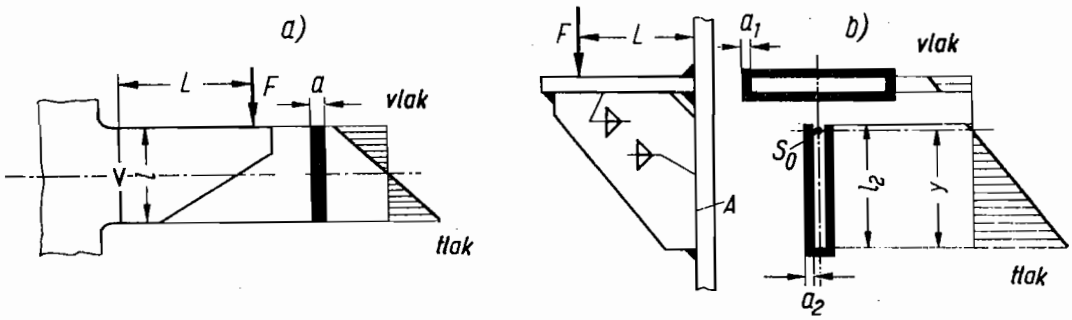
I u savojno opterećenom zavarenom priključku, sl. 32b, u zavarima poprečnog rebra djeluju smična naprezanja, koja se izračunavaju sa $\Sigma (a \cdot l) = 2a_2 \cdot l_2$.



Slika 31. Smično opterećeni zavareni priključci
a) s bočnim i tupim kutnim zavarom; *b*) s kružnim kutnim zavarima opterećenim okretnim i savojnim momentom

$$\textit{Savojno naprezanje} \quad \sigma_f = \frac{M}{I_{zav}} \cdot y \tag{17}$$

σ_f u N/mm^2 vlačno ili tlačno naprezanje od savijanja u zavarenu šavu,
M u Nmm savojni moment na površini zavarena šava $= F \cdot L$,
I_{zav} u mm^4 moment tromosti površine zavarena šava. Za njegov proračun treba kod kutnih šavova uzeti liniju korijena šava pojedinih površina zavara, kao njihove težišnice (vidi pri tome legendu uz jednadžbu (9)),
y u mm udaljenost savojnog naprezanja od težišnice površine zavarena šava



Slika 32. Savojno opterećeni zavareni šavovi (S_0 je težište površine zavara)
a) s tupim zavarom; *b*) s kutnim zavarom

Djeluju li na nekom opasnom presjeku zavara (visoko opterećena točka zavara) istodobno vlačna ili tlačna naprezanja i savojno naprezanje (vlačno ili tlačno naprezanje od savijanja), treba ih zavisno od njihova smjera sastaviti u rezultirajuće normalno naprezanje. Ako u nekom opasnom presjeku osim

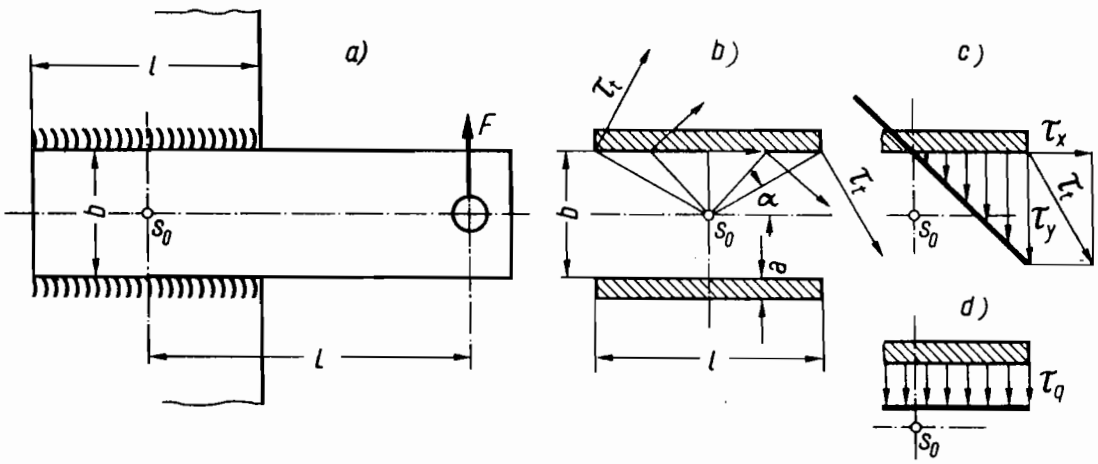
normalnog naprezanja ili rezultirajućeg normalnog naprezanja, djeluje još i okomito smično naprezanje, treba računati sa

ekvivalentnim (reduciranim) *naprezanjem* $\sigma_{red}=\sqrt{\sigma^2+2\tau^2}$ (18)

σ_{red} u N/mm^2 reducirano normalno naprezanje u zavarenu šavu,
σ u N/mm^2 normalno naprezanje u zavarenu šavu okomito na smjer šava prema jednadžbi (15) ili (17), odnosno njihova suma ili razlika,
τ u N/mm^2 smično naprezanje u zavaru okomito ili uzdužno na smjer zavara.

Na slici 31b prikazani kutni zavari su, osim na smik, opterećeni još i savojnim momentom M koji opterećuje vratilo na savijanje. Savojno naprezanje u zavarenu šavu jednako je savojnom naprezanju u priključnom presjeku A vratila, dakle $\sigma_f \approx M/0{,}1\,d^3$. Prema tome treba izračunati ekvivalentno naprezanje prema jednadžbi (18).

Slika 33 pokazuje priključak kutnog zavara opterećenog silom F, koja ne prolazi težištem površine zavara. Sila F želi plosnati štap okrenuti oko težišta površine zavara S_0 tako da uz smično naprezanje τ_q prema jednadžbi (16) (slika 33d) dolaze još i smična naprezanja τ_t (torziona naprezanja). Ta torziona naprezanja ne raspoređuju se ravnomjerno po površini zavara. Pretpostavlja se da su ta naprezanja upravo proporcionalna dužini puteva koje bi prevalile pojedine točke štapa na zavarenom šavu pri rotacionom gibanju. Smjer tako dobivenih naprezanja odgovarao bi smjeru puteva pojedinih točaka pri rotaciji (sl. 33b). Možemo zamisliti da smo dobiveno naprezanje rastavili u međusobno okomite komponente τ_x i τ_y uzdužno i poprečno na zavar (sl. 33c).



Slika 33. Torziono opterećen spoj zavaren kutnim zavarima (S_0 je težište površine zavarenog šava)

Komponente τ_y raspoređuju se po presjeku kao savojna naprezanja, a komponente τ_x imaju na svim mjestima jednake vrijednosti. Iz geometrijskih odnosa ovog specijalnog slučaja prema slici 33 slijedi:

Torziono naprezanje $$\tau_t=\frac{F\cdot L}{a\cdot l\left(\frac{l}{3}\cos\alpha+b\sin\alpha\right)}$$ (19a)

Rezultirajuće naprezanje iz $(\tau_y+\tau_q)$ i τ_x je tada najveće

smično naprezanje $\tau=\sqrt{(\tau_y+\tau_q)^2+\tau_x^2}$ (19b)

τ_y u N/mm² torziona komponenta okomito na zavar $=\tau_t\cdot\cos\alpha$,
τ_q u N/mm² smično naprezanje izazvano poprečnom silom F prema jednadžbi (16),
τ_x u N/mm² torziona komponenta duž zavara $=\tau_t\cdot\sin\alpha$,
L, l, a, b u mm dimenzije priključka zavarena šava.

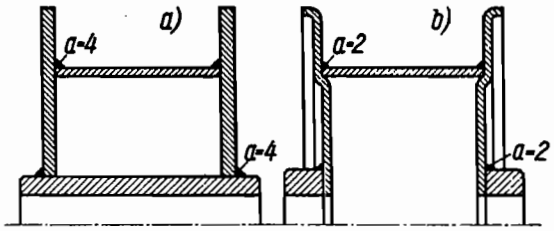
Tablica 11. Orijentacioni podaci dopuštenih nàprezanja (N/mm²) u zavarenim šavovima u priključnim presjecima A sastavnih elemenata strojogradnje

Zavareni šavovi								
Zavar	Naprezanje	Kvaliteta Tab. 4	Opterećenje					
			mirujuće		jednosmjerno promjenljivo		naizmjenično promjenljivo	
			Materijal spojnih dijelova					
			St 37 (Č. 0361)	St 50 (Č. 0561)	St 37 (Č. 0361)	St 50 (Č. 0561)	St 37 (Č. 0361)	St 50 (Č. 0561)
Tupi zavar sa zavarenim korijenom s druge strane	Vlak, tlak, savijanje, ekvivalentno naprezanje	I	160	220	110	130	55	65
		II	130	175	85	105	45	50
		III	110	155	75	90	40	45
	Smik	I	100	140	70	80	35	40
		II	80	110	55	65	30	32
		III	70	100	50	55	25	28
Tupi zavar bez korijena zavarenog s druge strane	Vlak, tlak, savijanje, ekvivalentno naprezanje	I	140	180	95	100	45	50
		II	110	145	75	80	35	40
		III	100	125	65	70	32	35
	Smik	I	90	110	60	70	30	35
		II	70	85	50	55	25	30
		III	60	75	40	50	20	25
Plosnati kutni zavar	svako	I	90	110	60	70	30	35
		II	70	85	50	55	25	30
		III	60	75	40	50	20	25
Udubljeni kutni zavar	svako	I	120	150	75	90	40	45
		II	95	120	60	70	30	35
		III	85	100	50	60	25	30
Dvostruki plosnati kutni zavar	svako	I	140	190	90	120	50	55
		II	110	150	70	95	40	45
		III	100	130	60	85	35	40
Priključni presjek A								
Na kutnom zavaru	Vlak, tlak	I	180	220	120	140	60	75
		II	145	175	95	110	50	60
		III	125	155	85	100	40	50
	Savijanje ekvivalentno naprezanje	I	240	280	155	180	75	95
		II	190	220	125	145	60	75
		III	170	190	110	125	50	65
	Torzija	I	125	155	85	100	50	65
		II	100	125	70	80	40	50
		III	85	110	60	70	35	45

Kod priključaka zavarenih kutnim zavarima treba *priključni presjek zavarena dijela A* (vidi sl. 30 do 33) *kontrolirati na čvrstoću.*

U tablici 11 navedeni su orijentacioni podaci o *dopuštenim naprezanjima* u zavarenim šavovima i priključnim presjecima zavarenih dijelova pri mirnom i titrajnom opterećenju. Neke opće važeće vrijednosti ne mogu se dati, budući da je čvrstoća zavara i dijelova u spoju naročito ovisna o oblikovanju i o kvaliteti izvedbe zavarivanja. U serijskoj proizvodnji neophodna su ispitivanja dinamičke izdržljivosti.

Slika 34a prikazuje kao primjer nepovoljan način oblikovanja male užnice. Ona iziskuje velike troškove za materijal, i debele zavarene šavove, a osim toga se prije samog zavarivanja moraju dijelovi spojiti pričvrsnim zavarima. Ovi nedostaci izbjegnuti su lakom konstrukcijom prema sl. 34b.



Slika 34. Zavarena užnica
a) nepravilno (nije svrsishodno); *b*) pravilno (svrsishodno)

1.2. Zavarivanje pritiskom

1.2.1. Postupci, vrste šavova, materijali

Prema DIN 1910 (JUS C.T3.001) zavarivanje pritiskom je zavarivanje pri kojem se dijelovi koji se zavaruju međusobno tlače i lokalno zagrijavaju. Lokalno ograničeno zagrijavanje, po potrebi do taljenja, omogućuje postupak zavarivanja. Najvažniji su slijedeći postupci: **ultrazvučno zavarivanje** kod kojeg se dijelovi zavaruju mehaničkim titrajima u području ultrazvuka. **Plinsko zavarivanje pritiskom** (tablica 12, br. 1 i 2), kod kojega se dijelovi spajaju pritiskom nakon zagrijavanja plamenikom na tekući plin i kisik. **Elektrootporno zavarivanje pritiskom,** kod kojeg toplina nastaje električnom strujom i prijelaznim otporom na dodirnim mjestima, te omskim otporom dijelova koji se spajaju. Struja se dovodi elektrodama ili se induktivno prenosi. Dijeli se na: *Točkasto zavarivanje* (tablica 12, br 4 i 5), kod kojeg se struja i sila prenose elektrodama. Površine pritisnute jedna na drugu zavaruju se u obliku točke. *Bradavičasto zavarivanje* (tablica 12, br. 6), kod kojeg se struja i sila prenose elektrodama. Dijelovi tlačeni jedan na drugog dodiruju se na bradavicama ili bridovima. Izbočine bradavice se potpuno ili djelomično poravnavaju. *Šavno zavarivanje* (tablica 12, br. 7) je zavarivanje kod kojeg se struja i sila prenose elektrodama valjkastog oblika. Površine međusobno stlačenih dijelova zavaruju se pod pritiskom nakon dovoljnog zagrijavanja nizom točaka, koje prelaze jedna u drugu i stvaraju šav. *Tupo elektrootporno zavarivanje iskrenjem* (tablica 12, br. 1 i 2), kod kojeg struju i silu prenose stezne čeljusti. Dijelovi kroz koje teče struja zagrijavaju se kod laganog

dodira i pri tome se izbacuje dio rastaljena materijala (iskrenje). Nakon toga se dijelovi zavaruju uz udarno sabijanje. **Elektrolučno zavarivanje pritiskom,** kod kojeg se toplina stvara električkim lukom koji kratkotrajno gori i rastali čeone površine. Dijelovi se nakon toga zavaruju pod pritiskom.

Tablica 12. Vrste i oblici spojeva zavarenih pritiskom prema DIN 1911, (~JUS C.T3.011)

Redni broj	Naziv	Simbol	Priprema	Izvedba	Redni broj	Naziv	Simbol	Priprema	Izvedba
Tupi šavovi									
1	Zavar s odebljanjem				3	Gnječen zavar			
2	Zavar sa srhom								
Prijeklopni šavovi									
4	Jednoredan točkast zavar				6	Bradavičast zavar			
5	Dvoredan točkast zavar				7	Šavni zavar			

Vrsta zavara određuje se položajem dijelova u spoju, njihovom pripremom i postupkom zavarivanja (tablica 12).

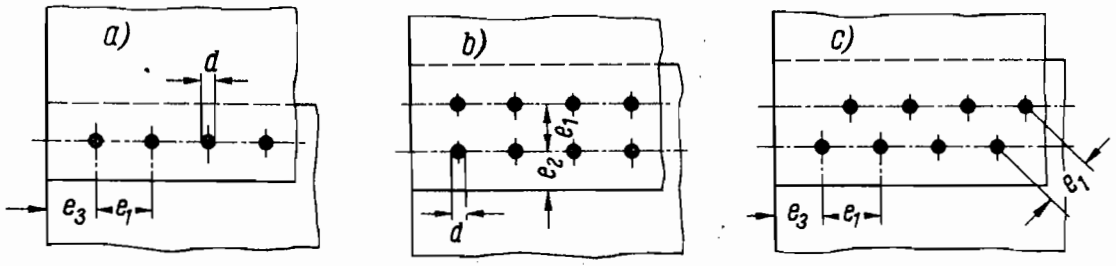
Za zavarivanje pritiskom pretežno su prikladni čelici St 34-1 (Č. 0261), St 34-2 (Č. 0262), St 34-7, St 37-1 (Č. 0361), St 37-2 (Č. 0362), St 37-3 (Č. 0363), St 38-7, St 42-2 (Č. 0462), St 43-7, St 46-2 (Č. 0482), St 46-3 (Č. 0485), St 47-7, St 52-3 (Č. 0563), St 53-7, kao i čelici u kvaliteti čelika za izvlačenje St 2 do St 4, te mekani čelici St 10 (Č. 0145) do St 14. Kvaliteta površine mora iznositi najmanje 0,2 po JUS-u (bez ogorina, a pore i male brazde od valjanja još su dopustive). Vidi uz ovo DIN 17100 (opći konstrukcioni čelici) (JUS C.B0.500), DIN 1623 (tanki limovi) (JUS C.B4.016), DIN 1624 (hladno valjane trake) (JUS C.B3.521 i 522), DIN 2391 i 2393 (precizne čelične cijevi) (JUS C.B5.030 i 051), DIN 17172 (čelične cijevi) (JUS C.B5.023). Osim toga prikladni su još i čelici za cementiranje, DIN 17210 (JUS C.B9.020), za čeono zavarivanje iskrenjem.

1.2.2. Spojevi točkasto zavareni

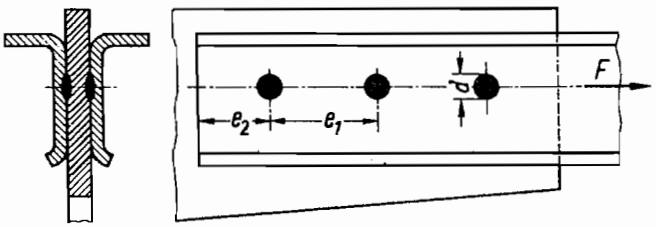
Točkasto zavarivanje tankih limova ili dijelova sličnih limu vrlo je ekonomičan postupak u tzv. lakoj gradnji i gradnji strojeva i postrojenja. Razmještajem točkastih zavara mogu se dobiti zavari koji se prema položaju točaka zovu *redni, lančani* i *cikcak zavari* (sl. 35). Smjernice za njihove dimenzije vidi u tablici 13.

Za *lake čelične konstrukcije* propisuje DIN 4115: Točkasto zavarivanje, dopušteno je za prijenos sile i za međusobno spajanje, kada točkama zavara

nisu povezana više od tri dijela. *Ukupna debljina* spojenih dijelova *ne smije biti veća* od 15 mm, a kod spoja dvaju pojedinačnih dijelova *ne smije debljina jednog dijela biti veća* od 5 mm. Kod tri pojedinačna dijela ne smije ni jedan od vanjskih dijelova biti deblji od 5 mm. U smjeru sile ne smije biti jedna iza druge manje od 2, ni više od 5 točaka zavara (sl. 36).



Slika 35. Točkasto zavareni spojevi: *a*) jednoredni zavar; *b*) lančani zavar; *c*) cikcak zavar

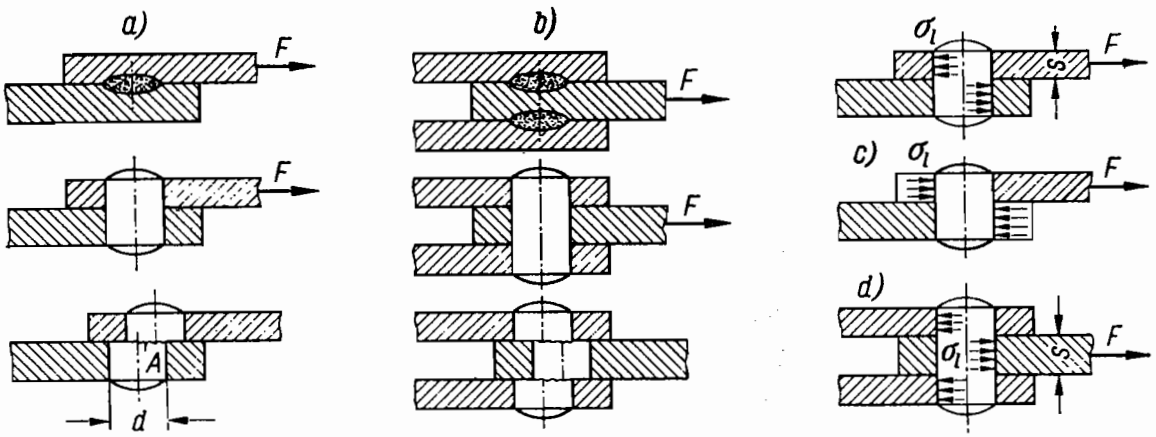


Slika 36. Opterećeni, točkasto zavareni spoj lake čelične konstrukcije

Tablica 13. Smjernice za točkasto zavarene šavove

Pojedinačna debljina lima s u mm	0,5 . . . 1	1 . . . 1,5	1,5 . . . 2	2 . . . 3	3 . . . 5
Promjer točkastog zavara d u mm	4 . . . 8	6 . . . 10	8 . . . 10	10 . . . 12	10 . . . 14
Razmak točaka $e_1 = 3 \ldots 6d$	Razmak od ruba $e_2 = 2{,}5 \ldots 4{,}5d$ u smjeru sile		Razmak od ruba $e_3 = 2 \ldots 4d$ okomito na smjer sile		

Kod *proračuna čvrstoće* točku zavara zamišljamo kao svornjak, koji je opterećen na smik (sl. 37a i b). Svaki tako zamišljeni svornjak mora tada preuzeti odgovarajući dio sile u njenom smjeru. Razlikujemo jednorezne i dvorezne spojeve.



Slika 37. Naprezanje na odrez i naprezanje bokova kod točkasto zavarenih spojeva *a*) odrez jednoreznog spoja; *b*) odrez dvoreznog spoja; *c*) naprezanje bokova jednoreznog spoja; *d*) naprezanje bokova dvoreznog spoja

$$\textit{Smično naprezanje } \tau_a = \frac{F}{n \cdot m \cdot A} \tag{20}$$

τ_a u N/mm² smično naprezanje u točki zavara,
F u N smična sila odreza,
n broj točaka zavara,
m broj rezova,
A u mm² površina presjeka = $d^2 \pi/4$.

Zbog toga što se točka zavara može zamisliti kao svornjak, propisuje DIN 4115 još i proračun na specifični pritisak u provrtu. Pod specifičnim pritiskom u provrtu podrazumijeva se *srednja vrijednost pritiska u provrtu*, odn. svornjak (sl. 37c i d), koji se označuje sa σ_l.

Naprezanje izazvano specifičnim pritiskom u provrtu

$$\sigma_l = \frac{F}{n \cdot d \cdot s} \tag{21}$$

σ_l u N/mm² specifični pritisak u točki zavara,
d u mm promjer točke zavara,
s u mm debljina lima (vidi sl. 37). Ako je zbroj debljina vanjskih limova manji od debljine srednjeg lima, treba za s uvrstiti vrijednost toga zbroja.

Točke zavara ne smiju se *u proračun* uzeti veće od

$$d = \sqrt{25 \text{ mm} \cdot s_{min}} \tag{22}$$

ako je s_{min} debljina najtanjeg dijela.

Dopuštena naprezanja za lake konstrukcije uzimaju se prema tablici 14 (opterećenja H i HZ, vidi 1.1.4.). Ta se dopuštena naprezanja mogu uzeti kao osnova za spojeve u gradnji strojeva i postrojenja, i to kod mirnog opterećenja u punim vrijednostima, kod jednosmjerno promjenljivog naprezanja ≈0,6-strukim vrijednostima a kod naizmjeničnog opterećenja ≈0,3-strukim vrijednostima načina opterećenja H. Ako je pak smična lomna čvrstoća $\tau_{M\,zav}$ točaka zavara poznata iz pokusa, onda je za gradnju strojeva i postroje-

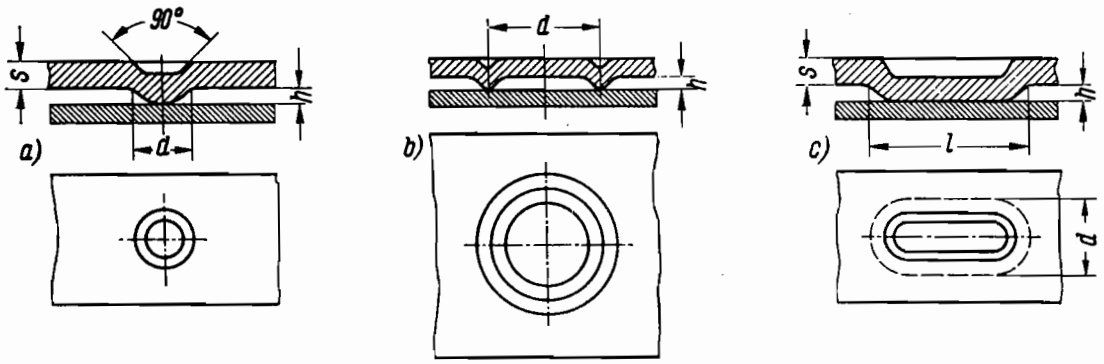
Tablica 14. Dopuštena naprezanja (N/mm²) za točkasto zavarene spojeve od lakih čeličnih konstrukcija prema DIN 4115

Naprezanje	Materijal St 37 (Č. 0360)		St 46 (Č. 0480)		St 52 (Č. 0560)	
	Opterećenje H	HZ	H	HZ	H	HZ
Ako je potreban dokaz o izvijanju i naginjanju prema DIN 4114						
τ_a	90	100	110	120	135	155
jednorezno σ_l	250	290	305	340	380	430
dvorezno σ_l	350	400	425	475	525	600
Ako izvijanje, naginjanje ili ugibanje nije moguće						
τ_a	100	115	125	140	155	175
jednorezno σ_l	290	325	350	395	430	485
dvorezno σ_l	400	450	485	550	600	675

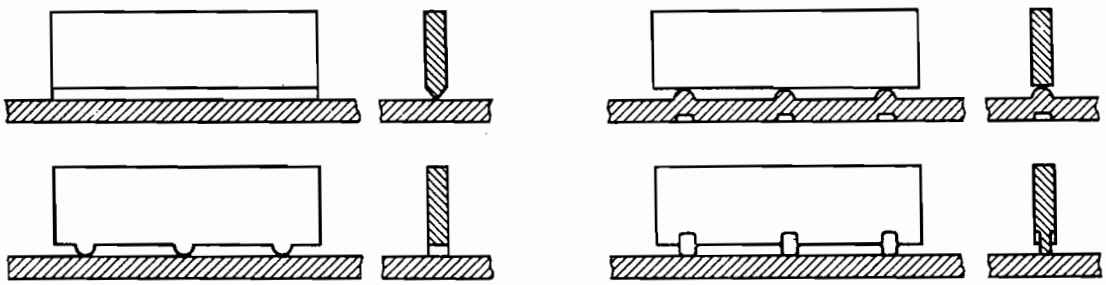
nja: $\tau_{adop}=\tau_{M\,zav}/S_M$ sa sigurnošću protiv loma $S_M\approx 2$ do 6. Kontrola σ_1 nije tada potrebna. Često se spojevi točkastim zavarom izvode i tako da je njihova sila loma $F_{M\,zav}$ najmanje toliko velika kao i sila loma F_M opasnog presjeka dijelova u spoju, dakle $F_{M\,zav}\geqq F_M$.

1.2.3. Bradavičasto zavareni spojevi

Bradavičasto zavarivanje, nasuprot točkastom, ima tu prednost da su struja zavarivanja i pritisak elektroda na početku zavarivanja koncentrirani na bradavice točkastim ili linijskim dodirom. Zbog toga je čvrstoća zavarenih mjesta kod bradavičastog zavarivanja veća nego kod točkastog. Uobičajenu izvedbu bradavica prikazuje sl. 38, a njihove dimenzije tablica 15.



Slika 38. Bradavice za zavarivanje: *a*) okrugla bradavica; *b*) prstenasta bradavica; *c*) uzdužna bradavica



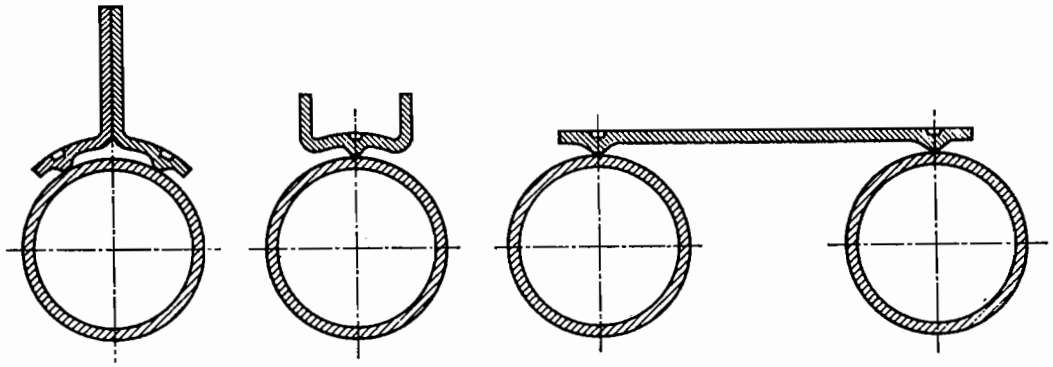
Slika 39. Bradavice na dijelovima koji stoje okomito jedan na drugom

Bradavice se već za vrijeme izrade dijelova ili utisnu ili izrađuju kovanjem ili odliju. Ako su to dijelovi s velikom razlikom volumena, bradavice se predviđaju na dijelu sa većim volumenom, inače na debljem dijelu. Prstenaste

Tablica 15. Dimenzije bradavica u mm (prema *Siemens AG*, Erlangen)

Debljina lima s	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Promjer bradavice d	2	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
Visina bradavice h	0,5	0,75	0,85	1,0	1,1	1,25	1,4	1,5	1,6	1,75
Razmak bradavica e_1	22	22	24	25	27	28	29	30	32	33

bradavice, prema sl. 38b, pogodne su za tanke limove, jer ih one i ukrućuju. Mogućnost spajanja dijelova koji stoje okomito jedan na drugom prikazuje slika 39, a spajanje limova s fazoniranim dijelovima slika 40.

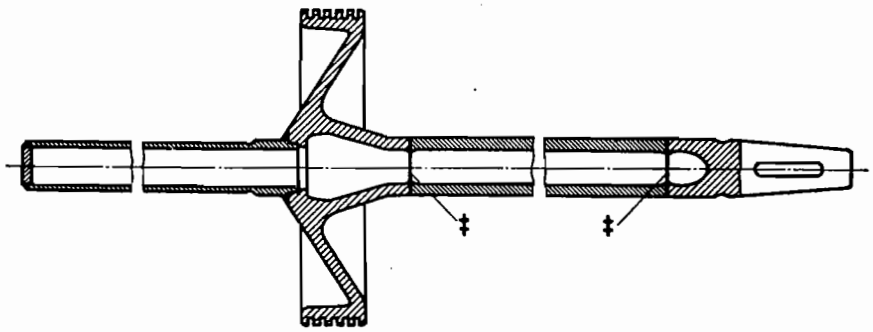


Slika 40. Bradavice na fazonskim dijelovima za privarivanje na cijevi

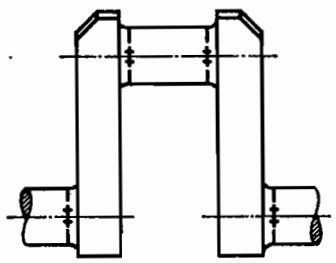
O proračunu čvrstoće gotovo i nema podataka, pa se zato preporučuje isti proračun kao za točkasto zavarene spojeve [jednadžbe (20) i (21)] i to sa $m=1$ i $A=d^2\,\pi/4$ kod okruglih bradavica, odn. $A\approx d\,(l-0{,}5\,d)$ kod uzdužnih bradavica. Dopuštena smična naprezanja treba uzeti kao kod točkastog zavarivanje (vidi 1.2.2.).

1.2.4. Spojevi zavareni čeono elektrootpornim iskrenjem

Naročita prednost *čeonog elektrootpornog* zavarivanja iskrenjem je čvrstoća zavarenog spoja, koja iznosi od 90 do 100% čvrstoće materijala dijelova u spoju. Upotrebljava se onda kada taj postupak omogućuju velike uštede materijala, ili omogućuje jednostavnije i jeftinije oblikovanje, nego dijelova u jednom komadu. Primjere pokazuju slike 41 i 42.



Slika 41. Tupim elektrootpornim zavarivanjem spojena stapajica



Slika 42. Tupim elektrootpornim zavarivanjem spojeno koljenčasto vratilo

1.3. Lemljeni spojevi

1.3.1. Postupci, lemovi

Lemljenje se nekada obavljalo zanatski ručno, a danas dobiva sve više na značenju. Danas se leme čelični okviri, hladnjaci motornih vozila, karoserije, manji rezervoari, lagane čelične konstrukcije, dijelovi strojeva i sprava i sl.

Lemljenje je spajanje metalnih materijala (osnovnih materijala) pomoću rastaljena dodatna materijala (*lemovi*). čija je točka taljenja niža od točke taljenja osnovnog materijala dijelova koji se spajaju. Razlikujemo *meko* i *tvrdo lemljenje*. Kod mekog lemljenja tali se lem ispod 450 °C, a kod tvrdog nešto iznad 450 °C.

Prema DIN 8505 (Lemljenje metalnih materijala) pod *područjem taljenja* nekog lema podrazumijeva se područje temperature od početka taljenja (*temperatura solidusa*), do potpuno rastaljena stanja (*temperatura liquidusa*). Pod *radnom temperaturom* podrazumijeva se najniža temperatura površine izratka na mjestu lemljenja, na kojoj temperaturi se lem može omrežavati, proširivati i vezati na osnovni materijal izratka.

Radna temperatura mora uvijek biti viša od temperature solidusa, no ipak smije biti ispod ili iznad temperature liquidusa. Radna temperatura izaziva ubrzanje atoma. Preko granične plohe lem/osnovni materijal odvija se izmjena mjesta atoma, a time i difuzija (*legiranje*). Zbog toga površine lemljenja moraju biti po mogućnosti glatke (dubina hrapavosti ne preko 20 μm) i dobro očišćene. Da bi se odstranili još postojeći površinski tanki slojevi i da bi lem mogao dobro omrežiti površinu lemljenja, upotrebljavaju se *otopine soli* (vidi DIN 8511). Upotrebljavaju se i *zaštitni plinovi*, koji sprečavaju ili reduciraju mogućnost oksidacije površine lemljenja prije nego što se dostigne radna temperatura.

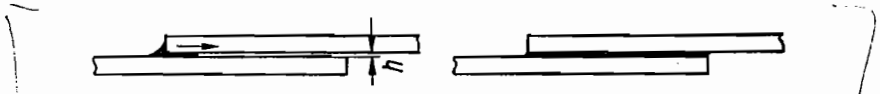
Najvažniji *postupci lemljenja* (vidi DIN 8505):

1. *Plameno lemljenje.* Mjesta spajanja ugriju se plamenikom ili plinskim napravama. Prije ili poslije zagrijavanja prisloni se lem na mjesto spoja ili ulaže u sastav. Ovaj postupak prikladan je za meko i tvrdo lemljenje.
2. *Lemljenje pomoću lemila.* Vruće, rukom ili strojem vođeno lemilo (električki ili plinom grijano) ugrije mjesto lemljenja. Lem se prisloni ili se površine lemljenja prije toga pokositre. Lem se pri tome otapa i spaja oba dijela. Taj postupak dolazi u obzir samo za meko lemljenje.
3. *Lemljenje uronjavanjem.* Prije lemljenja moraju se odgovarajućim pastama ili rastopinama obraditi mjesta koja moraju ostati nezalemljena. Dijelovi koji se spajaju urone se tada, u položaju u kojem moraju biti spojeni lemljenjem, u rastaljeni lem i na taj način se ugriju. Lem tada prodire u mjesta spoja i spaja oba dijela. Taj postupak je prikladan za meko i tvrdo lemljenje.
4. *Lemljenje u peći.* Lem se dodaje mjestu spajanja, a dijelovi se ugriju u plinskoj ili električnoj prolaznoj ili mufolnoj peći, u kojoj se obavi lemljenje. Postupak je prikladan za meko i tvrdo lemljenje.

5. *Otporno lemljenje.* Mjesto koje se spaja ugrije se, slično kao kod elektrootpornog zavarivanja, sabijanjem u kliještima ili na strojevima za elektrootporno lemljenje. Prethodno se ulaže lem. Postupak je prikladan za meko i tvrdo lemljenje.

Prema obliku lemljena mjesta razlikuje se:

1. *Lemljenje sa zračnošću* (rasporom), kod kojeg površine spajanja imaju malu, po mogućnosti jednako široku zračnost (raspor za lem), koja općenito ne prekoračuje $h = 0{,}25$ mm. Lem se kapilarnim djelovanjem usisava u ostavljenu zračnost između dijelova koji se spajaju (sl. 43).



Slika 43. Kapilarno djelovanje u spoju pri lemljenju

2. *Lemljenje sa šavom,* kod kojeg površine što se spajaju imaju razmak veći od $h = 0{,}5$ mm ili šav oblika V ili X. U posljednjem slučaju nastaju šavovi kao kod zavarivanja, tako da se ponekad govori o zavarivačkom lemljenju.

Za *meko lemljenje* teških kovina (npr. željezni, bakarni, nikaljni materijali) dolaze u obzir olovo-kositreni lemovi (PbSn-lemovi) ili kositar-olovni lemovi (SnPb-lemovi) DIN 1707 (JUS C.E1.041), a lemovi za lake kovine (aluminij i aluminijske slitine) prema DIN 8512, sastoje se uglavnom od kositra (Sn), cinka (Zn) i kadmija (Cd).

Za *tvrdo lemljenje* teških kovina dolaze pretežno u obzir srebrni lemovi (Ag-lemovi), bakarni lemovi (Cu-lemovi) i mjedeni lemovi (Ms-lemovi) DIN 8513 (JUS C.D2.306), a za lake metale (aluminij i aluminijske legure) aluminij-silicijski lemovi (AlSi i AlSiSn-lemovi) DIN 8512.

Najvažniji lemovi i njihovo područje taljenja navedeni su u tablici 16.

1.3.2. Osnove oblikovanja

Proširenja zračnosti raspora na pojedinim mjestima između dijelova koji se spajaju smanjuju kapilarno djelovanje, a suženja škode protoku oksidima obogaćene taline. Naročito su kritična suženja koja se nadovezuju na proširenja zračnosti raspora. Primjere za pogrešnu i pravilnu izradu potrebne zračnosti prikazuje slika 44.

Brazde od obrade, koje teku okomito na tok lemljenja, sprečavaju tečenje ako su dublje od 0,05 do 0,1 h (sl. 45a). Brazde u smjeru tečenja djeluju kao kanali i potpomažu tečenje, tako da se češće i posebno izrađuju (sl. 45b), ako se npr. traži točan centričan položaj dijelova koji se spajaju.

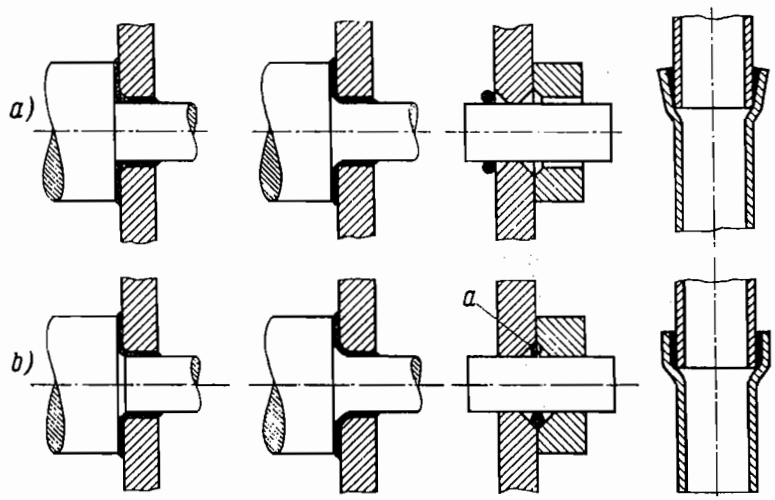
Slike 46 do 50 pokazuju uobičajene lemljene spojeve:

1. *Limovi.* Čeoni spojevi nisu prikladni zbog svoje male površine lemljenja. Najbolji su prijeklopni spojevi i spojevi s podmetačima (sl. 46). Zakošenjem preklopljenih sastavnih dijelova u spoju ili podmetača na mjestu spajanja lemljenjem blaže se skreće tok sila, a time se povećava čvrstoća. Svrsishodna je duljina prijeklopa $l = 3$ do $4\,s$.

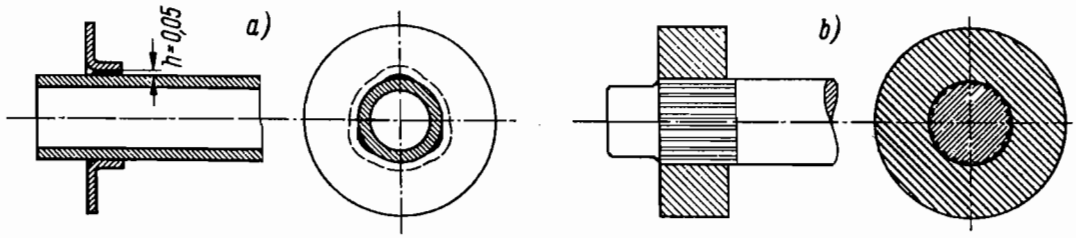
Tablica 16. Standardni lemovi i područja njihovih taljenja (S=temperatura solidusa, L=temperatura likvidusa)

Kratica	Područje taljenja S °C	L °C	Kratica	Područje taljenja S °C	L °C	Kratica	Područje taljenja S °C	L °C
Mekani lemovi za teške kovine DIN 1707[1]), (JUS C.E1.041)								
L-PbSn 8 Sb	280	305	L-PbSn 35 (Sb)	183	245	L-Sn 60 PbCu	183	190
L-PbSn 12 Sb	250	295	L-PbSn 40 (Sb)	183	235	L-Sn 60 PbCu 2	183	190
L-PbSn 20 Sb	186	270	L-Sn 50 Pb (Sb)	183	215	L-Sn 50 PbAg	178	210
L-PbSn 20 Sb 3	186	270	L-Sn 60 Pb (Sb)	183	190	L-Sn 60 PbAg	178	180
L-PbSn 25 Sb	186	260	L-PbSn 2	320	325	L-Sn 63 PbAg	178	178
L-PbSn 30 Sb	186	250	L-Sn 50 Pb	183	215	L-SnAg 5	220	235
L-PbSn 35 Sb	186	235	L-Sn 60 Pb	183	190	L-SnSb 5	230	240
L-PbSn 40 Sb	186	225	L-Sn 63 Pb	183	183	L-PbAg 3	305	315
L-Sn 50 PbSb	186	205	L-Sn 70 Pb	183	192	L-SnPbCd 18	145	145
L-PbSn 30 (Sb)	183	255	L-Sn 50 PbCu	183	215	L-CdZnAg 2	270	280
Mekani lemovi za teške kovine DIN 1707[1]), (JUS C.E1.041)								
L-SnZn 10	200	210	L-ZnCd 40	265	330	L-SnPbZn	180	220
L-SnZn 40	200	310	L-CdZn 20	265	270			
Tvrdi lemovi za teške kovine DIN 8513, (JUS C.D2.306)								
L-Ag 12 Cd	620	825	L-Ag 83	780	830	L-Ag 27	680	830
L-Ag 12	800	830	L-Ag 75	740	775	L-Cu	1083	1083
L-Ag 5	820	870	L-Ag 67	700	730	L-SCu	1083	1083
L-Ag 15 P	650	800	L-Ag 64	690	720	L-SnBz 6	910	1040
L-Ag 5 P	650	810	L-Ag 60	695	730	L-SnBz 12	825	990
L-Ag 2 P	650	810	L-Ag 60 Sn	620	685	L-Ms 60	890	900
L-Ag 67 Cd	635	720	L-Ag 44	675	735	L-SoMs	870	890
L-Ag 50 Cd	620	640	L-Ag 25	700	800	L-Ms 42	835	845
L-Ag 45 Cd	620	635	L-Ag 20	690	810	L-Ms 54	880	890
L-Ag 40 Cd	595	630	L-Ag 85	960	970	L-Ms	890	920
L-Ag 30 Cd	600	690	L-Ag 72	779	779	L-CuP 8	710	710
L-Ag 20 Cd	605	765	L-Ag 49	625	705			
Tvrdi lemovi za aluminijske materijale DIN 8512								
L-AlSi 12	575	590	L-AlSiSn	520	580			

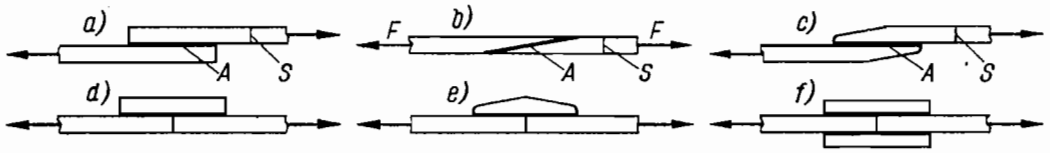
[1]) Lemovi sa Sb sadrže antimon. Lemovi sa (Sb) sadrže samo malo antimona.



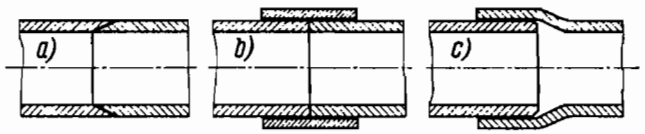
Slika 44. Oblikovanje raspora za lemljenje (a je žica za lemljenje)
a) pogrešno; *b*) pravilno



Slika 45. Raspori za lemljenje u obliku kanala: *a*) dijelovi spojeni steznim spojem u tri točke; *b*) dijelovi spojeni narovašenim površinama

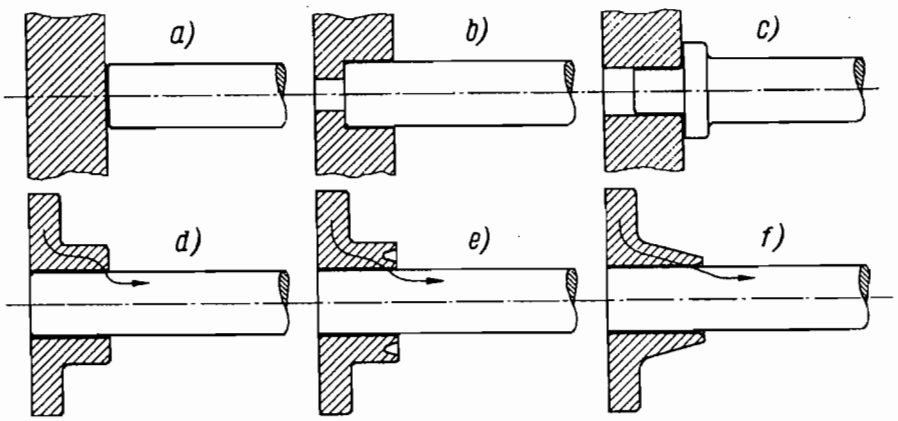


Slika 46. Lemljeni spojevi lima
a) prijeklop; *b*) kos prijeklop; *c*) zakošen prijeklopni spoj; *d*) spoj s vezicom; *e*) spoj sa zašiljenom vezicom; *f*) spoj sa dvije vezice



Slika 47. Lemljeni cijevni spojevi
a) stožast čeoni spoj; *b*) spoj kolčakom; *c*) prijeklopni spoj

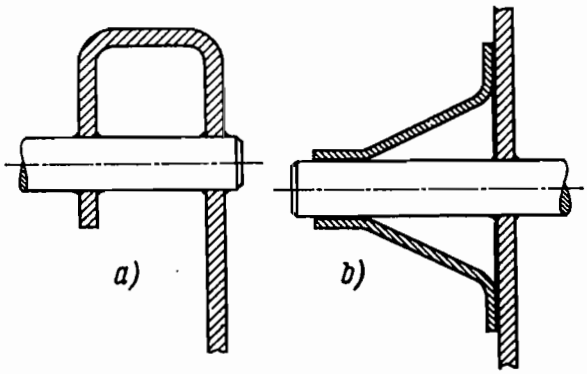
2. *Cijevi.* Čeone spojeve (sl. 47 a) najbolje je tvrdo lemiti. Stožasta izrada krajeva povećava površinu lemljenja. Cijevi debljine stijenke ispod 2 mm i cijevi koje treba meko lemiti, spajaju se kolčakom (sl. 47 b), ili se na jednom kraju prošire (sl. 47 c).
3. *Okrugle šipke.* Čeono lemljenje krajeva okruglih šipki (sl. 48 a) ne preporučuju se. Bolje je da se krajevi šipke ulože u provrt, koji ostavlja zračnost za ulaz



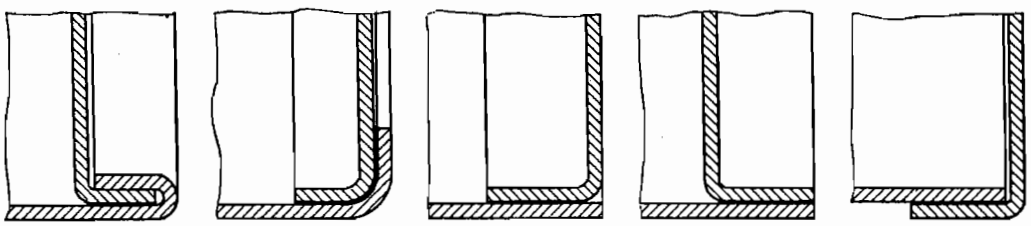
Slika 48. Prilemljene i ulemljene šipke
a) nalemljeno čelo šipke; *b*) lemljen obod šipke; *c*) lemljen obod rukavca; *d*) ulemljeno u krutu glavinu; *e*) i *f*) ulemljeno u elastične glavine

lema (sl. 48b i c). Slike 48e i f prikazuju kako se odgovarajućim oblikovanjem glavine tok sila može blago skretati. Slika 49 prikazuje šipke spojene lemljenjem s dijelovima od lima; spojevi sa po dva uporišta (mjesta lemljenja) su naročito kruti i čvrsti.

4. *Spremnici.* Za lemljenje posuda vrijedi sve što je rečeno za limove. Spajanje dna posude lemljenjem prikazuje slika 50.



Slika 49. Dvostruko uležištenje okruglih šipki
a) u polugu savijenu nalik na slovo U;
b) u stožast tuljac



Slika 50. Lemljenjem spojena dna posuda

1.3.3. Čvrstoća

Za proračune čvrstoće ima samo malo polaznih točaka. Općenito se mjestu spajanja (lemljeno mjesto) daje jednaka računska vrijednost čvrstoće kakvu imaju i dijelovi koji se spajaju, tako da bi djelovanjem jednake sile lom teoretski morao nastati na oba mjesta. Lemljeni se spojevi svrsishodno oblikuju, tako da su *opterećeni smično.* Za spojeve prema sl. 46 mora biti:

$$S \cdot \sigma_M = A \cdot \tau_{ML} \tag{23}$$

S u mm^2 presjek sastavnih dijelova u spoju izložen vlačnom naprezanju,
σ_M u N/mm^2 vlačna čvrstoća materijala dijelova u spoju,
A u mm^2 površine spojene lemom izložene smičnom naprezanju,
τ_{ML} u N/mm^2 smična čvrstoća samog lemljenog spoja.

Čvrstoća (σ_{ML} = vlačna čvrstoća, τ_{ML} = smična čvrstoća) samog lemljenog spoja (lem u zračnosti između dijelova u spoju) iznosi za *mekane lemove* oko $\sigma_{ML} = 20$ do 30 N/mm^2 i $\tau_{ML} = 15$ do 20 N/mm^2, za *tvrde srebrne lemove* $\sigma_{ML} = 300$ do 400 N/mm^2 i $\tau_{ML} = 150$ do 280 N/mm^2, a za *tvrde bakrene* i *mjedene lemove* $\sigma_{ML} = 250$ do 350 N/mm^2 i $\tau_{ML} = 150$ do 250 N/mm^2. Kod *aluminijskih tvrdih lemova* čvrstoća lemljenog spoja postiže čvrstoću dijelova u spoju. Manje vrijednosti vrijede kod zračnosti $h \geqq 0{,}25$ mm, a veće kod $h = 0{,}1$ mm (međuvrijednosti treba ocijeniti).

Dinamička izdržljivost lemljenih spojeva dostiže oko 80% dinamičke izdržljivosti dijelova u spoju, a kod zračnosti preko 0,2 mm samo oko 60%. Kod *meko lemljenih spojeva* dinamička izdržljivost vrlo brzo pada i stoga ih *ne treba* izlagati dinamičkom naprezanju *većem od* $\tau = F/A = 2$ do 3 N/mm^2.

Lemljene posude treba računati istim jednadžbama kao i zavarene (vidi 1.1.3.). Propisi Zajednice proizvođača tlačnih posuda (AD-propisi) određuju:

Sigurnost na vlak $S = 4$ uz atest za materijal, $S = 4{,}5$ uz tvornički atest. *Koeficijent slabljenja* mehaničkih svojstava lemljenog spoja u odnosu na osnovni materijal iznosi $v =$ do 0,7 kao normalna vrijednost tvrdo lemljenih prijeklopnih šavova. Najveća dopuštena debljina stijenke pri tome je $s = 5$ mm. Nadalje $v =$ do 0,9 kod prijeklopnih tvrdo lemljenih šavova, ako širina prijeklopa iznosi najmanje šesterostruku debljinu stijenke. Najviša dopuštena debljina stijenke pri tome je $s = 8$ mm. Zatim $v =$ do 0,8 kod meko lemljenih spojeva s bakarnim podmetačem, ako širina podmetača na obje strane sastava iznosi najmanje dvanajstorostruku debljinu stijenke. Najveća dopuštena debljina stijenke je pri tome $s = 4$ mm, najveći dopušteni pogonski pretlak $p = 2$ bar $= 0{,}2$ MPa.

Prijeklopno meko lemljeni okrugli šavovi mogu se izvesti na bakrenom limu uz najmanje desetorostruku širinu prijeklopa do debljine stijenke $s = 6$ mm i do umnoška $D_1 \cdot p = 250$ N/mm. Prijeklopno meko lemljeni uzdužni šavovi nisu dopušteni. Debljina stijenke tvrdo lemljenih tlačnih posuda, uz iznimku onih od čistog aluminija ili sličnih mekanih aluminijskih legura, ne smije biti manja od $s = 2$ mm. Najmanja debljina stijenke tlačnih posuda od spomenutih aluminijskih materijala je $s = 3$ mm.

1.4. Lijepljeni spojevi

1.4.1. Ljepila, svojstva, postupci

Pod *lijepljenjem* podrazumijeva se međusobno spajanje dijelova prianjanjem pomoću ljepila (vidi, DIN 16921, Ljepila, prerada ljepila). Treba upozoriti da ljepilima za plastične mase smatramo ona koja lijepe umjetne materijale, a pod ljepilima od plastičnih masa takva koja su izrađena od umjetnih materijala, pa mogu da lijepe npr. i metale. To su onda ljepila za metale. Lijepljeni spojevi imaju, između ostalog, prednost da im je potrebno malo prostora i laki su, da se naprezanja na spoju jednolično raspoređuju, da su spojevi nepropusni, otporni na koroziju i ne mijenjaju svojstva materijala koji se lijepe. Kao nedostatak treba navesti manju čvrstoću nasuprot drugim načinima spajanja (zavarivanje, lemljenje, zakivanje). Lijepe se npr. ojačanja na limenim stijenama, spone avionskih krila i krila ventilatora, okviri mopeda, limene posude i sl. Razlikuju se:

1. *Lijepljenje obloga.* To su lijepljenja obloga od pusta, kože, tkiva, folija i sl. na druge dijelove, ploče ili nosače.
2. *Lijepljenje u slojevima.* To su međusobna lijepljenja sastavnih dijelova (spajanih dijelova).

Ljepila vežu dijelove u spoju ljepilom koje se nalazi između površina nalijeganja. Ona se obično dijele u tri grupe:

1. *Prionljiva ljepila* koja imaju malu koheziju i visoku adheziju, a spojeni dijelovi se bez oštećenja mogu opet odvojiti, kao npr, naljepna folija *Tesafilm* (proizvod tvornice Beiersdorf AG, Hamburg).

2. *Kontaktna ljepila* sa srednje visokom kohezijom i visokom adhezijom, a spojeni dijelovi se uglavnom ne mogu odvojiti bez oštećenja, primjerice *Pattex* kao viskozna otopina, (proizvod tvornice Henkel u. Cie, Düsseldorf).
3. *Čvrsta ljepila* s visokom kohezijom i vrlo visokom adhezijom, koja se nakon vezivanja pretvaraju u čvrstu tvar i stvaraju nerastavljiv spoj.

Za gradnju strojeva i uređaja pretežno je važno lijepljenje čvrstim ljepilom, tako da će u nastavku biti riječi samo o njima.

Čvrsta ljepila izrađena su od umjetnih smola na bazi fenola, mokračevine, melamina, epoksida, poliestera. Upotrebljavaju se u tekućem stanju, u obliku paste, ili u čvrstom stanju (ove posljednje kao folije). Otvrdnjavaju u hladnom stanju, na sobnoj temperaturi (*hladni otvrđivači ili hladna ljepila*) ili na 80 do 200 °C (*topli otvrđivači ili topla ljepila*). Mnoga su ljepila ujedno hladna i topla, pa se mogu po izboru hladno ili toplo otvrdnjavati. U danom slučaju mora se, prema vrsti ljepila, vezivanje (otvrdnjavanje) vršiti pomoću pritiska na mjesto spoja. Nadalje treba razlikovati *jednokomponentna* i *dvokomponentna ljepila*. Kod dvokomponentnog ljepila mora se prvoj komponenti prije prerade dodati otvrđivač (druga komponenta), koji dovodi do otvrdnjavanja i određuje vrijeme otvrdnjavanja. Jednokomponentno ljepilo otvrdnjava bez dodavanja otvrđivača.

Za otvrdnjavanje toplih ljepila, nasuprot hladnim ljepilima, potrebno je mnogo veće investiciono ulaganje (sušionici, ploče s grijačima, naprave). Nije doduše još moguće odreći se toplih ljepila, jer ona postizavaju znatno veću čvrstoću spoja nego hladna ljepila.

Suprotno čvrstim ljepilima, koja su otopine makromolekularnih tvari (kao što su ljepila pod komercijalnim nazivima *Uhu-Alleskleber*, *Uhu-coll* i *Uhu-hart*, proizvodi tvornice Uhu – Werk H. u. M. Fischer, Bühl/Baden) ostala čvrsta ljepila otvrdnjavaju jednim ireverzibilnim (nepovratnim) *procesom omrežavanja*. To znači da se u toku reakcije stvaraju mnogočlane makromolekule i određuje njihov prostorni međusobni razmještaj.

Čvrsta ljepila s procesom omrežavanja nalaze se na tržištu pod različitim trgovačkim imenima: *Bostik* (Boston Blackin, Oberursel/Taunus), *Redux*, *Araldit* (Ciba AG, Wehr/Baden), *Agomet* (Atlas-Ago, Wolfgang bei Hanau), *Uhu-plus* Uhu-Werk H. u. M. Fischer, Bühl/Baden), *Metallon* (Henkel u. Cie, Düsseldorf), *Lipatol* (Sichel-Werke, Hannover-Linden), *Desmodur*, *Desmocoll* (Bayer AG, Leverkusen).

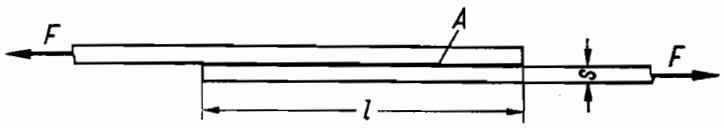
Od izvanrednog značenja za izdržljivost lijepljenog spoja je *stanje površine koja se lijepi*. Adhezione sile samo su onda djelotvorne ako je površina prianjanja čista, ohrapavljena i odmaštena. Hrapavljenje povećava površinu prianjanja stvaranjem udubljenja i uzvišenja. Površine metala ohrapavljuju se finim četkanjem, brušenjem šmirkom ili pjeskarenjem, a čiste se i odmašćuju trikloretilenom, perkloretilenom ili ugljičnim tetrakloridom (izložene djelovanju pare ili uronjene u paru), te acetonom ili lužinama (uronjeno). Površine obrađivane silikonskim pastama ili sredstvima više se ne mogu lijepiti!

Sloj ljepila treba da bude što tanji, teoretski trebao bi biti jednak debljini molekula, jer su adhezione sile u većini slučajeva veće od kohezionih sila. Čvrstoća spoja opada stoga s porastom debljine sloja ljepila. Kod čvrstih

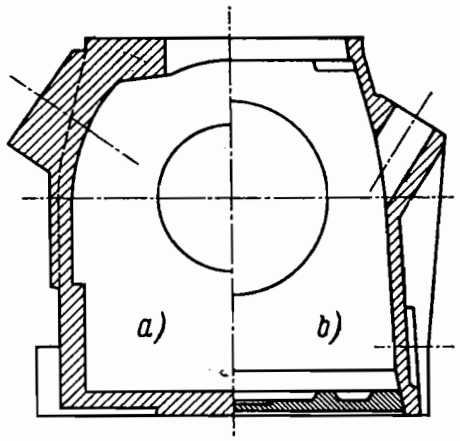
ljepila s omrežavanjem mijenja se struktura ljepila za vrijeme otvrdnjavanja, i zbog skupljanja koje pri tom nastaje i kreće se od 0,5 do 10% volumena ljepila. U debljim slojevima ljepila javljaju se unutarnje napetosti koje još i dalje snizuju čvrstoću. Čvrsta lijepljenja s omrežavanjem otporna su, općenito uzevši, prema vodi, otopinama i lužinama, benzinu, benzolu, alkoholu, eteru i sl.

1.4.2. Osnove oblikovanja

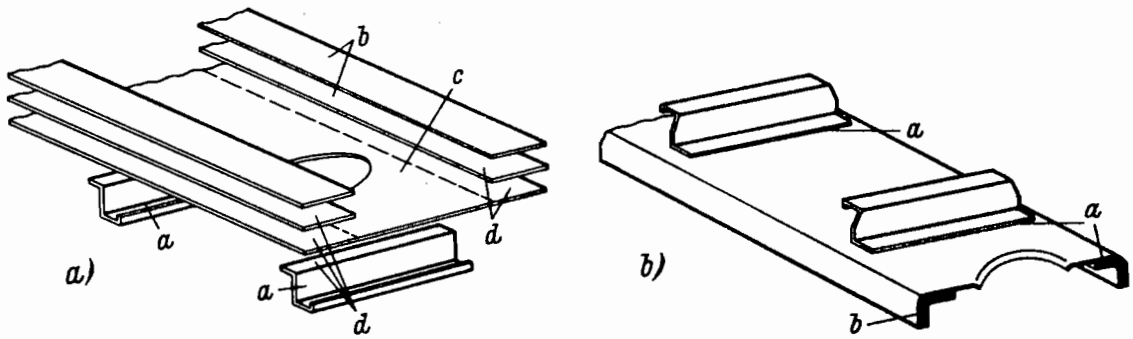
Općenito uzevši i ovdje vrijede iste smjernice oblikovanja kao i za lemljene spojeve prema slikama 46 do 48. Budući da su vlačna i smična čvrstoća lijepljenog sloja bitno ispod one kod metala, potrebna je razmjerno velika površina lijepljenja. Najpovoljnijom *duljinom lijepljenja* pokazala se duljina $l = 20$ do 25 s (sl. 51). Primjer na slici 52a pokazuje uobičajenu izvedbu kućišta zračnog kompresora livenu u kokili, a slika 52b pokazuje jeftiniju izvedbu u tlačnom livu s ulijepljenim dnom. Na slici 53 prikazano je nastajanje lijepljenog nosača avionskog krila.



Slika 51. Lijepljeni prijeklopni spoj limova (A je površina raspora, l duljina raspora)



Slika 52. Kućište koljenčastog vratila
a) od kokilnog lijeva; *b*) od tlačnog lijeva s ulijepljenim dnom



Slika 53. Lijepljenje avionskih nosača
a) prije lijepljenja (*a* je ukrućenje vertikalnih nosača, *b* pojasne ploče, *c* vertikalni nosač, *d* lijepljene površine); *b*) nakon lijepljenja (*a* je lijepljeno s ljepilom Redux, *b* nakon lijepljenja savinuti pojasi)

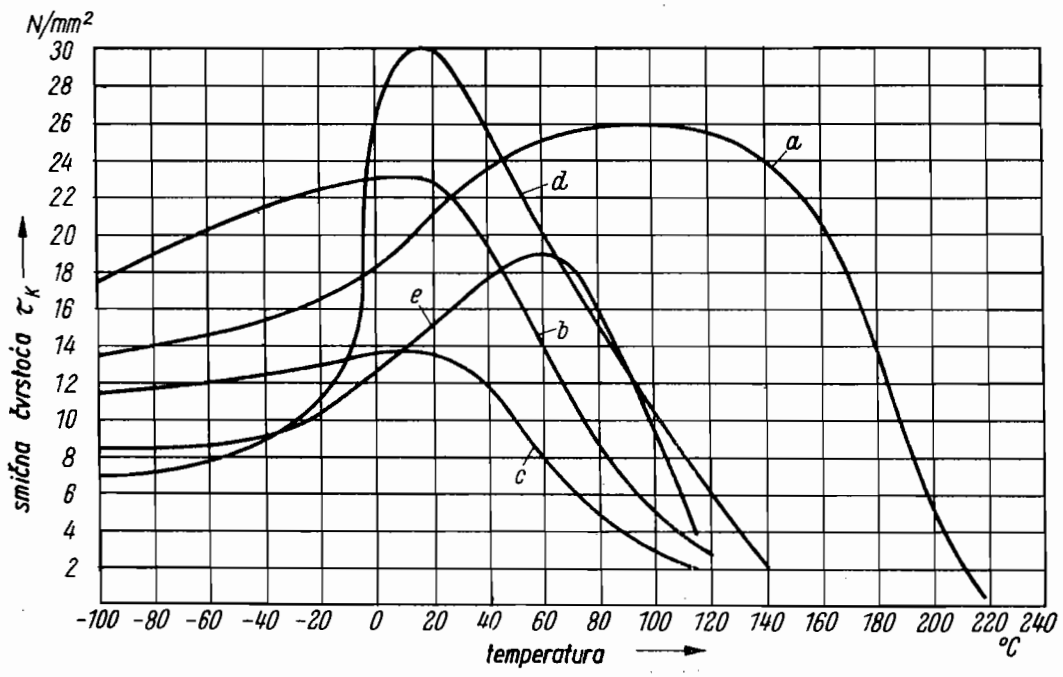
1.4.3. Čvrstoća

Spojevi sastavljeni od aluminijskih dijelova daju najveće čvrstoće. Slijede po redu spojevi čeličnih, bakrenih i mjedenih dijelova. Najviša čvrstoća postizava se slojem ljepila debljine 0,1 do 0,3 mm, a pri debljini sloja ljepila do 1 mm pada čvrstoća na oko 60%. Čvrstoća se smanjuje tokom vremena i zbog starenja ljepila, a zaustavlja se negdje kod 70 do 80% početne čvrstoće. Lijepljene spojeve treba oblikovati tako da su po mogućnosti izloženi smičnom naprezanju. Za primjer prema sl. 51 je

$$\textit{smično naprezanje} \quad \tau = \frac{F}{A} \tag{24}$$

τ u N/mm^2 smično naprezanje u sloju ljepila,
F u N smična sila,
A u mm^2 površina lijepljena sloja.

Kao *dopušteno naprezanje* uzima se oko 0,3 do 0,5-terostruka lomna čvrstoća lijepljenog spoja. U tablici 17 navedeni su orijentacioni podaci o smičnim i vlačnim čvrstoćama lijepljena spoja, na pogonskim temperaturama 0 do 60 °C. Na višim pogonskim temperaturama pada čvrstoća spoja, i to kod hladnih ljepila u većoj mjeri nego kod toplih. Na temperaturi od najviše 300 °C iscrpljena je čvrstoća ljepila prikladnih za metale. Slika 54 pokazuje ovisnost smične čvrstoće nekih ljepila o pogonskoj temperaturi. Proračune lijepljenih spojeva treba ocijeniti samo kao čisto približavanje, budući da se vrijednosti čvrstoća jako rasipaju. Preporučljivo je da se za konkretne slučajeve obave odgovarajući pokusi.



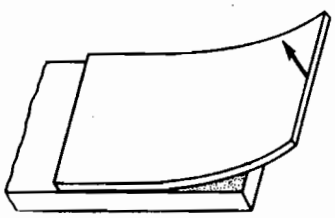
Slika 54. Čvrstoća na smik raznih ljepila s procesom omrežavanja u zavisnosti od pogonske temperature
a je Araldit I, *b* Redux 775, *c* Araldit 123B, *d* Agomet E, *e* Agomet R

Tablica 17. Orijentacioni podaci o čvrstoći lijepljenog sloja u N/mm² (sastavio Institut za nauku o materijalima TU Hannover)

Čvrstoća	Vrijednosna grupa	Hladno ljepilo	Toplo ljepilo
Čvrstoća na smik τ_K (mirno opterećenje)	*a*	3 . . . 20	8 . . . 5
	b	4	15
	c	8	25
Čvrstoća na smik τ_K (naizmjenično opterećenje)	*a*	0,5 . . . 4	2 . . . 8
	b	1	3
	c	2	6
Čvrstoća na vlak σ_K (mirno opterećenje)	*a*	30 . . . 50	50 . . . 90
	d	40	70

a približno područje, *b* gruba procjena za jednorezne spojeve, *c* gruba procjena za dvorezne spojeve, *d* gruba procjena.

Lijepljeni spojevi naročito su osjetljivi na *ljuštenje*, pa se takva naprezanja (sl. 55) moraju izbjegavati.



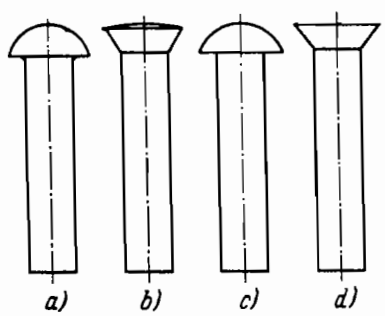
Slika 55. Ljuštenje lijepljenog spoja

1.5. Zakovični spoj

1.5.1. Zakovice, izrada, broj rezova, prijenos sile

Zakovične spojeve istiskuju sve više zavareni spojevi. Bušenje rupa i zakivanje iziskuje, općenito uzevši, veći utrošak rada. Zavareni dijelovi jednostavnijeg su oblika, laganiji su i nisu oslabljeni rupama. Samo se još ponekad uzima zakovični spoj, koji inače vrijedi kao bezuvjetno siguran naročito u gradnji s lakim metalima.

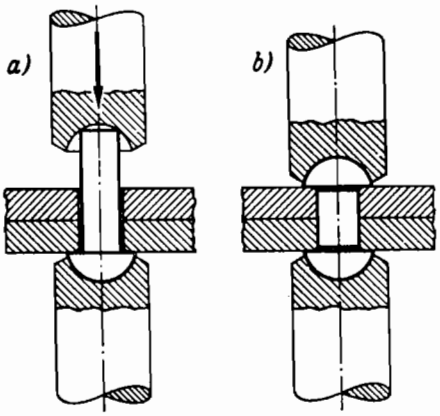
Sirova zakovica (sl. 56) sastoji se od *struka* i sabijanjem oblikovane *osnovne glave*. Prednost se daje *poluokrugloj* glavi, dok ostali oblici glava dolaze u obzir samo za posebne slučajeve. U gradnji čeličnih konstrukcija se kao *materijal za zakovice* upotrebljava U St 36-1 (Č. 0245) kod zakivanih dijelova visoke



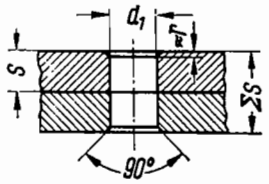
Slika 56. Uobičajeni oblici čeličnih zakovica
a) poluokrugla zakovica DIN 123 (standard povučen iz upotrebe) i DIN 124 (JUS M.B3.021 i 023) za gradnju kotlova i čeličnih konstrukcija; *b*) upuštena zakovica DIN 302 (JUS M.B3.012 i 022) za gradnju kotlova i čeličnih konstrukcija; *c*) poluokrugla zakovica DIN 660 (JUS M.B3.011 i 021) za strojogradnju; *d*) upuštena zakovica DIN 661 (JUS M.B3.012 i 022) za strojogradnju

čvrstoće i R St 44-2 (Č. 0445). Zakovice i dijelovi koji se zakivaju moraju biti od istog osnovnog materijala, jer pri razlici u materijalu postoji opasnost labavljenja i korozije. Za zakovice od obojenih metala dolaze u obzir Cu, Ms, Al, AlCuMg i AlMg5.

Čelične zakovice do $d = 8$ mm i sve neželjezne zakovice *zakivaju se hladno*, a *čelične deblje od* 10 mm *toplo*. To znači da se zakivaju nakon ugrijavanja na svjetlocrven žar od okruglo 1000 °C. Osnovna glava zakovice podupire se pridržačem, a *završna glava* zakiva se oblikačem bilo pritiskom na stroju za zakivanje, bilo udarcima zračnog čekića (sl. 57). Pri strojnom zakivanju utiskivanje je neprekidno te ono sabija zakovicu po čitavoj duljini i ispunjava provrt bolje nego pri zakivanju čekićem.



Slika 57. Zakivanje poluokrugle zakovice
a) prije zakivanja; *b*) nakon zakivanja



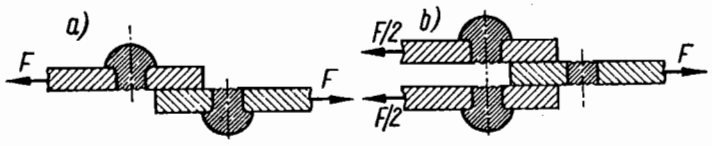
Slika 58. Izvedba provrta za zakovice

Toplo zakovane zakovice stežu (skupljaju) se, smanjuju u promjeru i duljini i tlače sastavljene dijelove čvrsto jedan na drugi, tako da stvaraju čvrst spoj. Stezanje zakovica izaziva u struku vlačna naprezanja. Budući da je naprezanje zbog skupljanja proporcionalno duljini zakovice, *stezna duljina* treba da bude $\Sigma s \leqq 4d$ (sl. 58).

Za stvaranje besprijekorne završne glave *duljina sirove zakovice* l mora za određenu vrijednost biti veća od stezne duljine Σs. O tome daju podatke odgovarajući standardi o zakovicama.

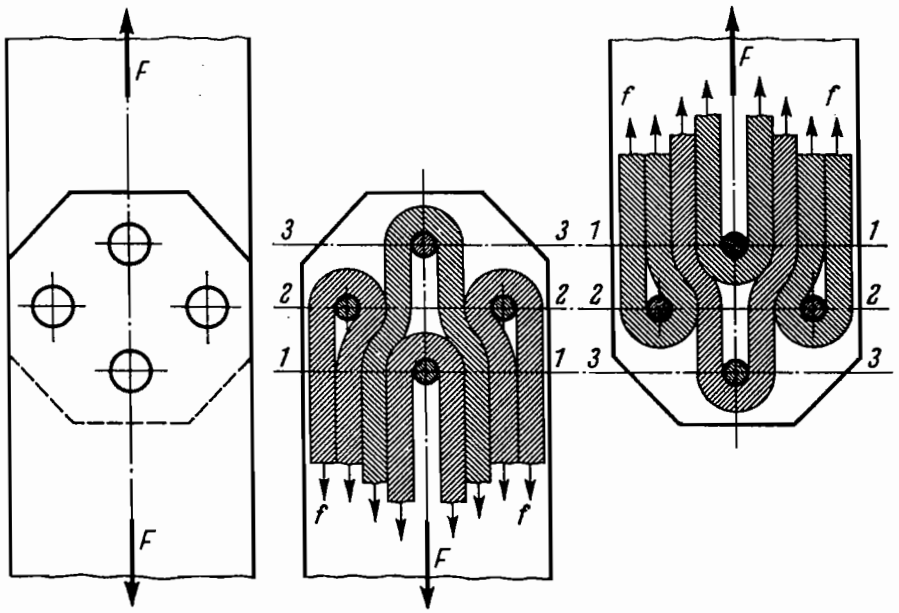
Provrti za zakovice buše se ili se probijaju. Probijani se dodatno buše ili razvrtavaju, budući da stvaranje vrlo finih prskotina kod probijanja može dovesti do loma. *U gradnji čeličnih konstrukcija zabranjeno je probijanje rupa.* Rubovi rupe moraju se upustiti (sl. 58) da bi se dobio dobar prijelaz između struka i glave.

Razorimo li nasilno zakovični spoj (sl. 59) dijelovi spoja razrezat će svornjak zakovice, ukoliko prije ne dođe do loma u dijelovima spoja. Prema broju dobivenih rezova govorimo o jednoreznom i višereznom, općenito *m-reznom, zakovičnom spoju.*



Slika 59. Nasilno razoreni zakovični spoj: *a*) jednorezni; *b*) dvorezni

U proračunima čvrstoće pretpostavlja se da sve zakovice sudjeluju jednako na *prijenosu sile*. Sudjelovanje zakovice u prenošenju sile možemo zamisliti kao da je oko svake zakovice ovijena traka, pa na svaku zakovicu djeluje otpadajući dio sile $f=F/2n$ (n=broj zakovica). Sa slike 60 proizlazi da presjek spoja *1—1* mora preuzeti punu vlačnu silu $F=8f$, presjek *2—2* samo $6f$, a presjek *3—3* samo $2f$. Dijelovi spoja prvog reda zakovica izloženi su, prema tome, najjačem rastezanju. Djelovanje trenja na naležnim površinama spoja, koje nastaje skupljanjem toplih zakovica, iskoristit će se za prijenos, ali svakako najmanje u posljednjim redovima. Zato se najčešće *ne stavlja više od tri do četiri reda zakovica* (dopušteno je pet do šest).



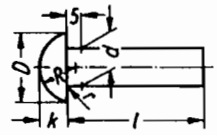
Slika 60. Odnosi sila u višerednom zakovičnom spoju

1.5.2. Zakovični spojevi u gradnji čeličnih konstrukcija

U gradnji čeličnih konstrukcija (visokogradnja, gradnja dizalica i mostogradnja) zakivaju se valjani profili i limovi u limene i rešetkaste nosače (usporedi zavarene nosače, slika 16). Za njih vrijede ova pravila oblikovanja, koja su djelomično utvrđena u DIN 1050 (JUS C.B0.500), odn. 15018 (JUS M.D1.050):

1. Valja upotrebljavati *poluokrugle zakovice* DIN 124 (JUS M.B3.021), odnosno DIN 660 (JUS M.B3.011) tablice 18 i 22), zakovice s upuštenom glavom DIN 302 (JUS M.B3.022), odnosno DIN 661 (JUS M.B3.012) samo u iznimnim slučajevima.
2. Treba se pridržavati propisa o *razmaku provrta za zakovice* od ruba, i njihove međusobne udaljenosti prema DIN 1050 (JUS C.B0.500) i 15018 (JUS M.D1.020 do 050), navedenim u tablici 19. Kod razmaka ovisnih istodobno o provrtu d_1 i o debljini profila t, mjerodavan je manji razmak. Ako kod više od dva reda provrta za zakovice vanjskih redova, s obzirom na razmake provrta, odgovaraju vrijednosti iz tablice 19, onda je za unutarnje redove dopušten dvostruk razmak.

Tablica 18. Dimenzije poluokruglih zakovica u mm za čelične konstrukcije prema DIN 124, (JUS M.B3.021) (A_1 presjek zakovane zakovice u mm^2)



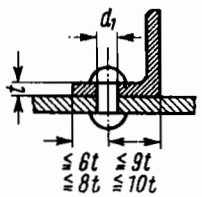
d_1 promjer zakovane zakovice

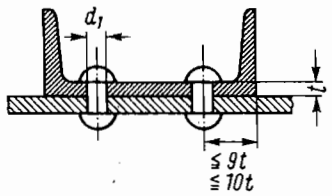
d	d_1	D	k	$\approx R$	r	A_1	d	d_1	D	k	$\approx R$	r	A_1
10	11	16	6,5	8	0,5	95	**22**	23	36	14	18,5	1	415
12	13	19	7,5	9,5	0,6	133	**24**	25	40	16	20,5	1,2	491
14	15	22	9	11	0,6	177	**27**	28	43	17	22	1,2	616
16	17	25	10	13	0,8	227	**30**	31	48	19	24,5	1,6	755
18	19	28	11,5	14,5	0,8	283	33	34	53	21	27	1,6	908
20	21	32	13	16,5	1	346	**36**	37	59	23	30	2	1075

Tablica 19. Razmaci od ruba i među zakovicama

Razmaci od ruba			Razmaci provrta		
Najmanji razmak od ruba	u smjeru sile	$2d_1$	Najmanji razmak provrta	općenito	$3d_1$
	okomito na smjer sile	$1{,}5d_1$	Najveći razmak provrta	Zakovice koje prenose silu također i za opterećene limene obloge; spojne zakovice u tlačnim profilima i limenim ukrućenjima[2])	$8d_1$ ili $15t$ $6d_1$ ili $12t$
Najveći razmak od ruba	u oba smjera[1])	$3d_1$ ili $6t$ $4d_1$ ili $8t$		Spojne zakovice u vlačnim šipkama[2])	$12d_1$ ili $25t$

Kod šipkastih i profiliranih čelika može se na ukrućenom rubu u visokogradnji uzeti $9t$ umjesto $6t$, a u gradnji dizalica $10t$ umjesto $8t$

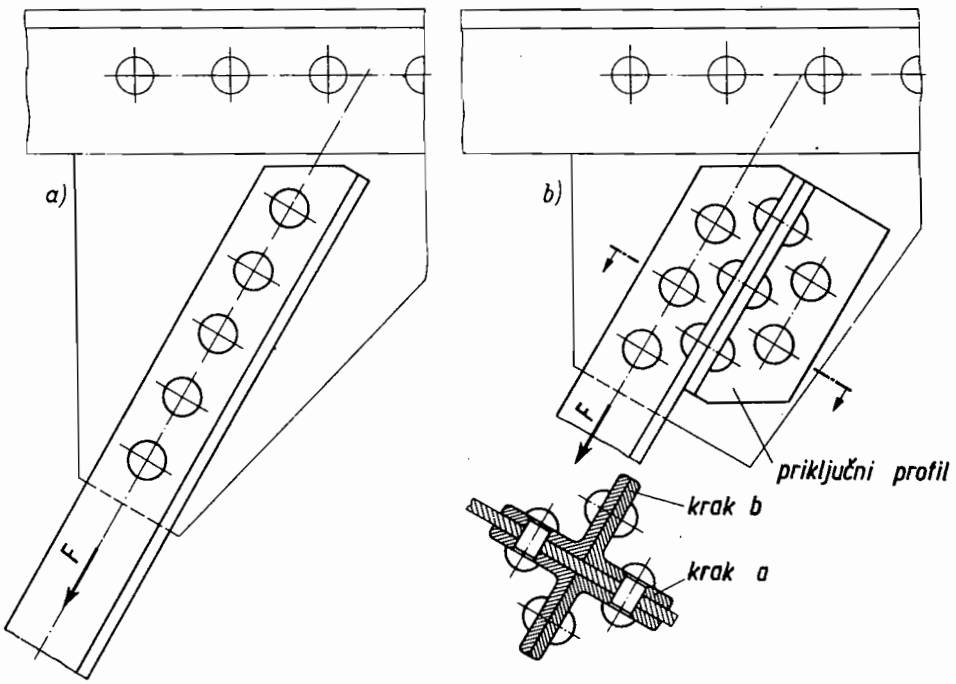




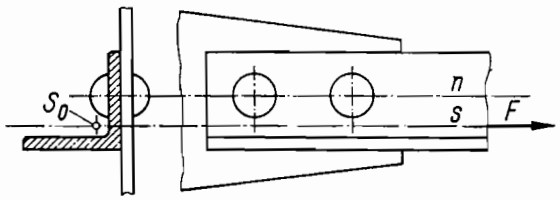
[1]) Gornje vrijednosti za visokogradnju, donje za gradnju dizalica.
[2]) Ovi razmaci provrta mjerodavni su i kod zakovica pojaseva limenih nosača izvan čvorova i kod manje opterećenih zakovica za prijenos sile.

3. Svaki profil treba pričvrstiti s *najmanje dvije zakovice*, izuzev lakših rešetkastih konstrukcija, ograda i dijelove čeličnih konstrukcija (tako je primjerice dio presjeka prema sl. 61 priključen sa pet zakovica). Profil smije biti pričvršćen s najviše 6 zakovica u smjeru sile, a za promjenljiva naprezanja sa najviše 5 zakovica nanizanih u jednom redu.
4. Ako je pri velikim silama u štapu u smjeru sile potrebno više od četiri do pet zakovica jedne iza druge, onda se *dodaju priključni profili* (sl. 61). Njih na jedan krak treba priključiti s pripadajućom silom, a na drugi krak sa 50 % dodatka.
5. Na istom čvoru treba po mogućnosti predvidjeti jednake promjere zakovica.
6. Prema iskustvu *čvorni limovi* dobivaju srednju debljinu priključnih krakova profila, ali ne ispod 4 mm. Naprezanja ne smiju nigdje prijeći dopuštenu mjeru.

7. *Težišnice štapova* treba da se poklapaju sa *linijama sila* rešetkaste konstrukcije (linije sila rešetkaste konstrukcije vidi na sl. 16a). Da bi se izbjegli dodatni savojni momenti moraju se pokrivati i središnjice zakovica ili težišnice priključaka zakovica s težišnicama štapova. Kod pojedinih kutnih profila, kao na sl. 62, to nije moguće. Proračun savojnog naprezanja ne mora se obaviti ako naprezanje uzdužnom silom ne prekoračuje $0{,}8\,\sigma_{dop}$. Namjerno ekscentrično (izvan središta) smještene vlačne profile treba proračunati na uzdužnu silu F i savojni moment $F \cdot l$.



Slika 61. Priključak profila (krak *a* priključen je pripadnom silom, a krak *b* sa 50% dodatka) *a*) nepogodno, *b*) bolje s dodatnim kutnim profilom



Slika 62. Težišnica i središnjica kutnog profila
a je težišnica profila, *n* središnjica zakovica,
S_0 težište presjeka

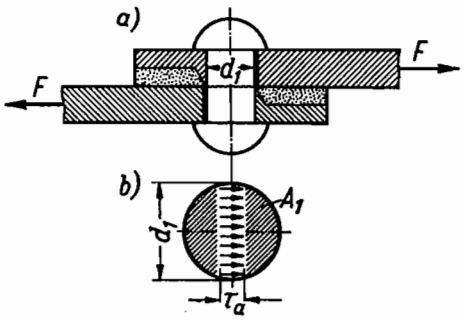
8. *Stezna duljina* zakovičnih spojeva (vidi sl. 58) mora biti $\Sigma s \leqq \dfrac{0{,}2}{\text{mm}}\, d_1^2$.

U tablici 20 navedene su mjere za c i w i najviši dopušteni promjer zakovice d_1 za različite profile. Kao orijentacija za izbor promjera zakovice vrijedi $d \approx \sqrt{50\text{ mm} \cdot t} - 2\text{ mm}$. Pri tome je t najmanja debljina lima, odnosno kraka na priključnom profilu.

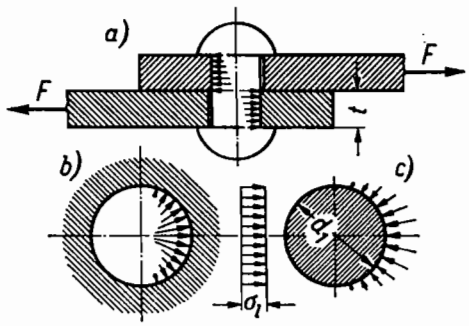
Budući da se kod čeličnih konstrukcija kruti profilni štapovi zakivaju na krute nosače ili na limove, ne može se očekivati da će tople zakovice toliko stegnuti sastavne dijelove, da prijenos sile bude samo trenjem. Stoga se pri proračunu zanemaruje trenje i računa odrezno naprezanje svornjaka prema sl. 63.

$$\textit{Naprezanje na odrez}\quad \tau_a = \frac{F}{n \cdot m \cdot A_1} \tag{25}$$

τ_a u N/mm²	naprezanje na odrez presjeka zakovice,
F u N	vlačna ili tlačna sila štapa,
n	broj zakovica na jednom priključku,
m	broj rezova spoja,
A_1 u mm²	presjek zakovane zakovice (tablica 18).



Slika 63. Naprezanje na odrez zakovica u gradnji čeličnih konstrukcija
a) zamišljeno djelovanje odreza;
b) srednje naprezanje na odrez



Slika 64. Naprezanje bokova zakovice u gradnji čeličnih konstrukcija
a) djelovanje pritiska na bokove;
b) raspodjela pritiska na bok provrta;
c) raspodjela pritiska na struku

Sila F štapa pritiskuje struk zakovice na bokove provrta, stvarajući tako pritisak koji se raspoređuje proporcionalno deformaciji provrta (sl. 64b). Prevelik pritisak znatno proširuje provrt i gnječeći istiskuje rubove prema gore. U istoj mjeri djeluje i pritisak na struk zakovice (sl. 64c). Pritisak na bokove provrta ne smije zbog toga prekoračiti određenu dopuštenu mjeru. Praktički računamo sa *srednjim naprezanjem bokova provrta* σ_1 (površina izložena pritisku zamišljena je kao projekcija $d_1 \cdot t$), što i nazivamo pritisak na bokove provrta.

$$\textit{Naprezanje bokova provrta}\quad \sigma_1 = \frac{F}{n \cdot d_1 \cdot t} \tag{26}$$

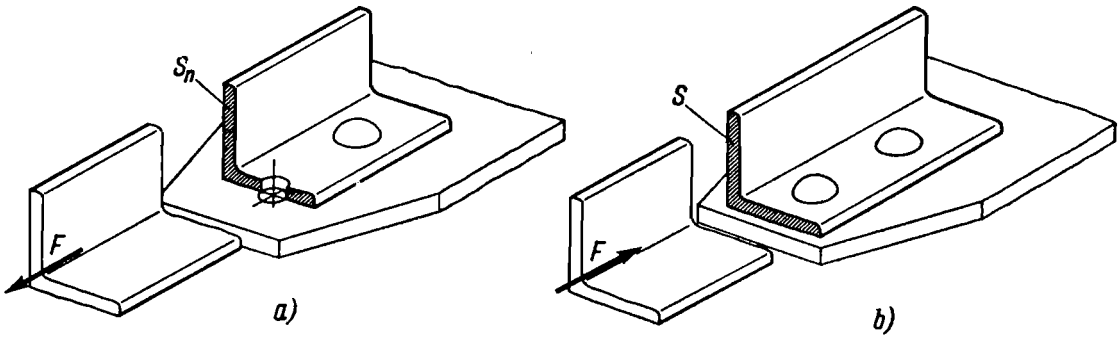
σ_1 u N/mm²	naprezanja bokova provrta,
d_1 u mm	promjer provrta zakovice, (tablica 18.)
t u mm	mjerodavna debljina lima, krakova, odn. prirubnica,
F, n	vidi legendu uz jednadžbu (25).

Dopuštena naprezanja zakovica za čelične konstrukcije prema tablici 21 (opterećenja H i HZ vidi: 1.1.4, str. 37 i 38).

Sila u štapu F napreže nadalje *presjeke dijelova konstrukcije* na vlak ili tlak (sl. 65).

$$\textit{Vlačno naprezanje}\quad \sigma = \frac{F}{S_n} \tag{27},\qquad \textit{tlačno naprezanje}\quad \sigma = \frac{F}{S} \tag{28}$$

σ u N/mm^2 vlačno ili tlačno naprezanje u presjeku pojedinih sastavnih dijelova konstrukcije,
F u N vlačna ili tlačna sila,
S_n u mm^2 korisni presjek sastavnog dijela,
S u mm^2 pun presjek sastavnog dijela.



Slika 65. Vlačni i tlačni profili: *a*) vlačni profil; *b*) tlačni profil

Tablica 20. Mjere c, w i najveći dopušteni promjer provrta d_1 u mm prema DIN 997 do 999 za standardne profile

L-profil prema DIN 1028 i 1029 (JUS C.B3.101 i 111)				C-profil prema DIN 1026, (JUS C.B3.141)					I-profil prema DIN 1025, (JUS C.B3.131)					T-profil prema DIN.1024,			
b	$d_{1\,max}$	w, w_1	w_2	h	b	c	$d_{1\,max}$	w	h	b	c	$d_{1\,max}$	w	$b=h$	$d_{1\,max}$	w_1	w_2
30	8,4	17		30	15	9	4,3	10	80	42	10,5	6,4	22	20	3,2	–	–
40	11	22		30	33	14,5	8,4	20	100	50	12,5	6,4	28	25	3,2	15	14
45	13	25		40	20	11	6,4	11	120	58	14	8,4	32	30	4,3	17	17
50	13	30		40	35	14,5	8,4	20	140	66	15,5	11	34	35	4,3	19	19
60	17	35		50	25	12,5	8,4	16	160	74	17,5	11	40	40	6,4	21	22
65	21	35		50	38	15	11	20	180	82	19	13	44	45	6,4	24	25
75	23	40		60	30	12,5	8,4	18	200	90	20,5	13	48	50	6,4	30	30
80	23	45		65	42	16	11	25	220	98	22	13	52	60	8,4	34	35
90	25	50		80	45	17	13	25	240	106	24	17	56	70	11	38	40
100	25	55		100	50	18	13	30	260	113	26	17	60	80	11	45	45
120	25	50	80	120	55	19	17	30	280	119	27,5	17	60	90	13	50	50
130	25	50	90	140	60	21	17	35	300	125	29,5	21	64	100	13	60	60
150	28	60	105	160	65	22,5	21	35	320	131	31	21	70	120	17	70	70
160	28	60	115	180	70	23,5	21	40	340	137	33	21	74	140	21	80	75
180	28	60	135	200	75	24,5	23	40	360	143	35	23	76				
200	28	65	150	220	80	26,5	23	45	380	149	37	23	82				
250	28	65	200	240	85	28	25	45	400	155	38,5	23	86				
				260	90	30	25	50	425	163	41	25	88				
				280	95	32	25	50	450	170	43,5	25	94				
				300	100	34	28	55	475	178	45,5	28	96				
				320	100	37	28	58	500	185	48	28	100				
				350	100	34	28	58	550	200	52,5	28	110				
				380	102	33,5	28	60	600	215	57,5	28	120				
				400	110	38	28	60									

Tablica 21. Dopuštena naprezanja u N/mm² za zakovice čeličnih konstrukcija

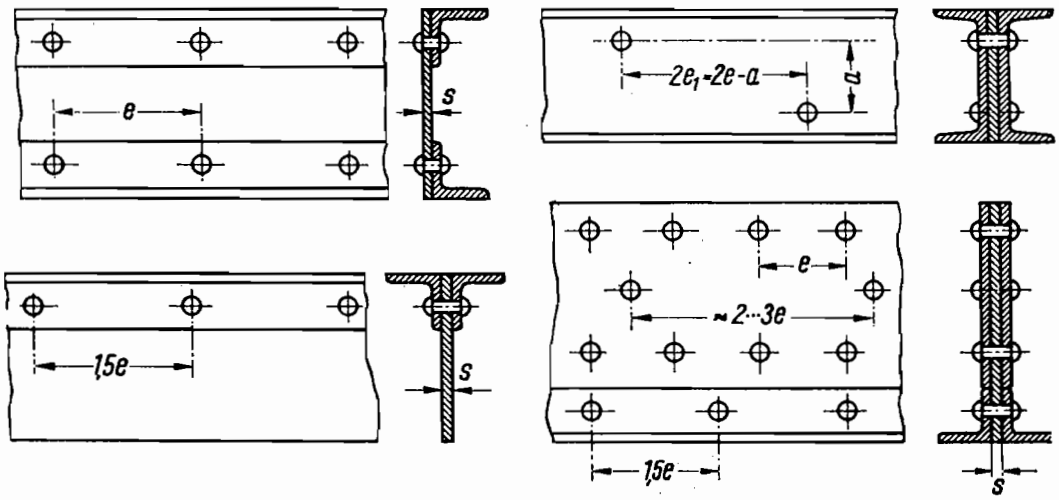
Naprezanje		Materijal[2]) St 33 (Č. 000)		St 37 (Č. 0360)		St 46 (Č. 0480)		St 52 (Č. 0561)		Materijal zakovice
		Opterećenje H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	
Visokogradnja DIN 1050 (JUS C.B0.500)										
Odrez	τ_a	140	160	140	160			210	240	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Naprezanje bokova provrta	σ_l	220	250	280	320			420	480	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Vlak[1])	σ_v	48	54	48	54			72	81	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Gradnja dizalica DIN 15018 (JUS M. D1.020 do 050)										
Jednorezan odrez	τ_a			98	112	147	168	147	168	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Višerezan odrez	τ_a			112	128	168	192	168	192	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Jednorezno naprezanje bokova provrta	σ_l			252	288	378	432	378	432	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Višerezno naprezanje bokova provrta	σ_l			280	320	420	480	420	480	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445
Vlak[1])	σ_v			30	30	45	45	45	45	USt 36-1, Č. 0245 RSt 44-2, Č. 0445

[1]) Ako se računsko vlačno naprezanje ne može konstruktivno izbjeći.

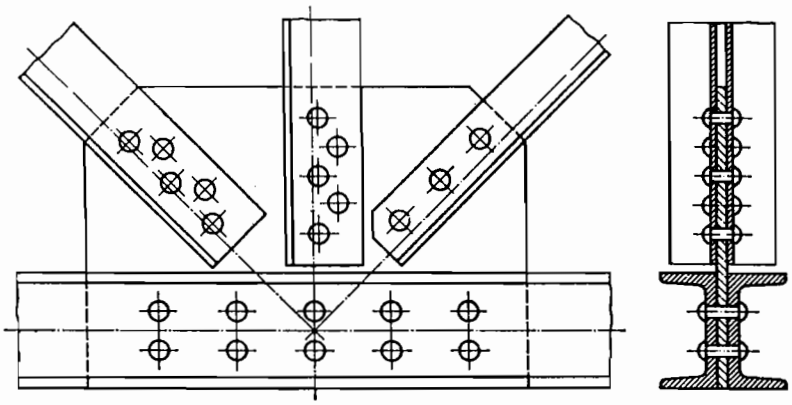
[2]) St 33, (Č. 0000) uzet je za St 33-1 i St 33-2, St 37 (Č. 0361) za St 37-1 (Č. 0361) do St 37-3, (Č. 0362), St 46 (Č. 0480) za St 46-2 (Č. 0481) i St 46-3 (Č. 0482), St 52 (Č. 0561) za St 52-3 (Č. 0562).

Dopuštena vlačna i tlačna naprezanja za dijelove u spoju vidi u tablici 10, str. 38. Tlačni štapovi računaju se, osim toga, prema DIN 4114 (JUS M.D1.050) omega postupkom na izvijanje.

Slika 66 pokazuje sastav presjeka zakovanog limenog nosača, a slika 67 izvedbu jednog čvorišta. Razmake rupa *e* vidi u tablici 19, str. 63.



Slika 66. Oblikovanje zakovanih limenih nosača

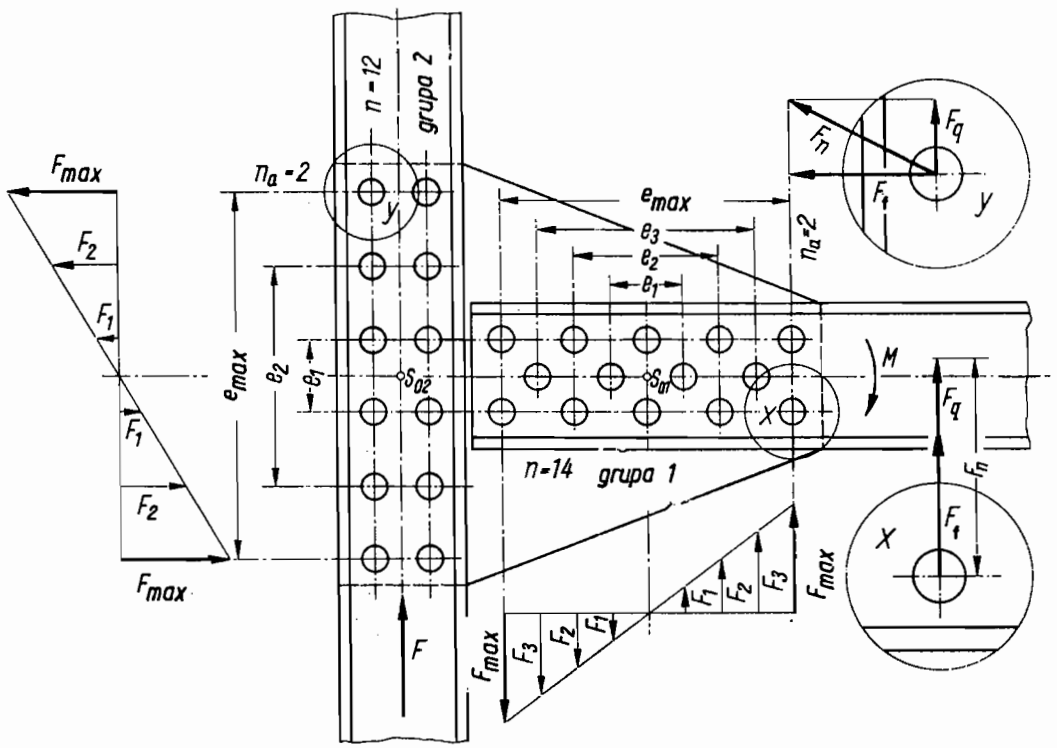


Slika 67. Čvorište kranskog nosača u kojem se težišnice štapova pokrivaju sa središnjicama rešetkaste konstrukcije

Sile zakovice u priključku (sl. 68) *opterećenom savojnim momentom* raspodjeljuje se približno kao što se raspodjeljuje savojno naprezanje po presjeku. Stoga je $M \approx F_1 \cdot e_1 + F_2 \cdot e_2 + \ldots F_{max} \cdot e_{max}$. Odatle slijedi da je najveća sila koja opterećuje uvijek krajnji red zakovica:

$$F_{max} \approx M \frac{e_{max}}{\Sigma e^2} \tag{29}$$

F_{max} u N — najveća sila koja opterećuje krajnji red zakovica zbog savojnog momenta M,
M u N mm — moment savijanja u težištu S_0 grupe zakovica,
e u mm — simetrična udaljenost grupa zakovica od težišta,
e_{max} u mm — najveći razmak zakovica u grupi.



Slika 68. Zakovani priključak profila opterećenog momentom savijanja

Na jednu zakovicu krajnjeg reda otpada prema tome dio $F_f = F_{max}/n_a$, ako je n_a broj zakovica u tome redu. Ako je, međutim $F_3 > F_{max}/2 = F_{max}/n_a$ kao na sl. 68, onda treba računati sa $F_f = F_3$.

Svaka grupa zakovica mora, osim toga, preuzeti i djelovanje poprečne sile, tako da je svaka zakovica napregnuta udjelom:

$$F_q = F/n \tag{30}$$

F_q u N sila po zakovici zbog poprečne sile F,
F u N odgovarajuća poprečna sila,
n broj zakovica u grupi,

Sile F_f i F_q daju rezultirajuću silu zakovice F_n. Ona je za

priključak 1: $$F_n = F_f + F_q \tag{31}$$

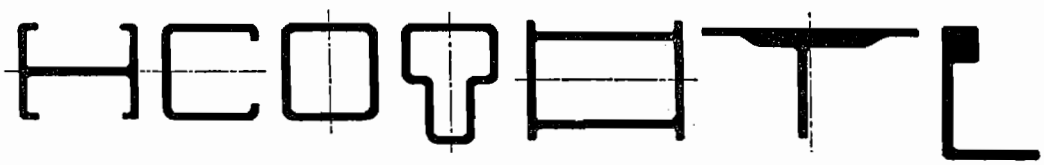
priključak 2: $$F_n = \sqrt{F_f^2 + F_q^2} \tag{32}$$

Sa F_n treba računati na odrez i naprezanje bokova provrta [jednadžbe (25) i (26) ispuštajući n]. Opasni presjeci u sastavnim dijelovima konstrukcije i čvornom limu (uvijek presjeci prvog reda zakovica gledano iz M) moraju se, osim toga, još naknadno proračunati na savojno naprezanje (oslabljenje zbog provrta za zakovice uvažiti!). Dopuštena naprezanja za to vidi u tablici 10, str. 38.

1.5.3. Zakovični spojevi u konstrukcijama od lakih metala

Zakivanje konsrukcija od lakih metala pokazalo se povoljnije od zavarivanja, jer hladno zakovane zakovice potpuno ispunjavaju rupe (nema zračnosti zbog skupljanja!). Zavarivanje utječe nepovoljno na svojstva lakih metala, tako da su zakovani spojevi unatoč visokim zareznim djelovanjima trajniji od zavarenih spojeva. Zakovane konstrukcije lakih metala upotrebljavaju se pretežno u gradnji vozila, brodova, aviona, dizalica, mostova i u visokogradnji.

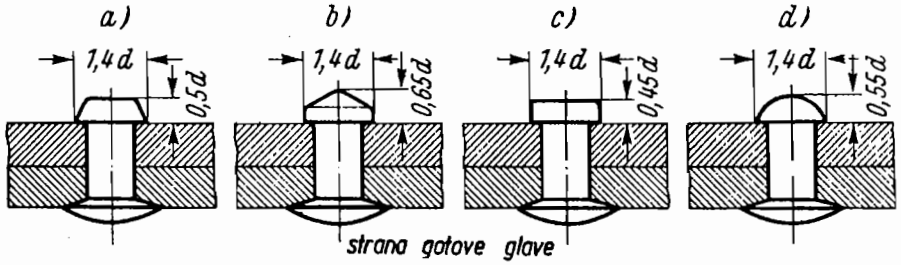
Prednosti zakovanih konstrukcija od lakih metala pred čeličnim konstrukcijama su mala težina, približno jednaka čvrstoća i postojanost protiv korozije, a *nedostaci* su visoka cijena i niži modul elastičnosti ($E \approx 70000$ N/mm^2). Ekonomična *izrada ekstruzijom* omogućuje upotrebu posebnih, polušupljih i šupljih profila (sl. 69). Vidi k tome DIN 1748 (JUS C.C3.220) (Ekstrudirani profili od aluminija) i DIN 9711 (Ekstrudirani profili od magnezija).



Slika 69. Primjeri ekstruzijom dobivenih profila od lakih metala

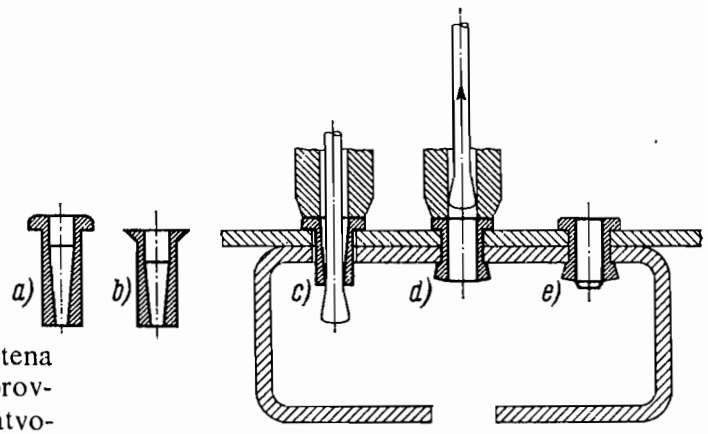
Budući da se hladne zakovice ne skupljaju kao tople, moraju glave zakovica onemogućavati samo aksijalno pomicanje struka. Dovoljne su stoga male završne glave (sl. 70). Prednost imaju *poluokrugle zakovice* DIN 660

(JUS M.B3.011) zatim *upuštene zakovice* DIN 661 (JUS M.B3.012) (tablica 24, str. 74), te *lećaste zakovice* DIN 662 (JUS M.B3.013) i *plosnato-okrugle zakovice* DIN 674 (JUS M.B3.014).

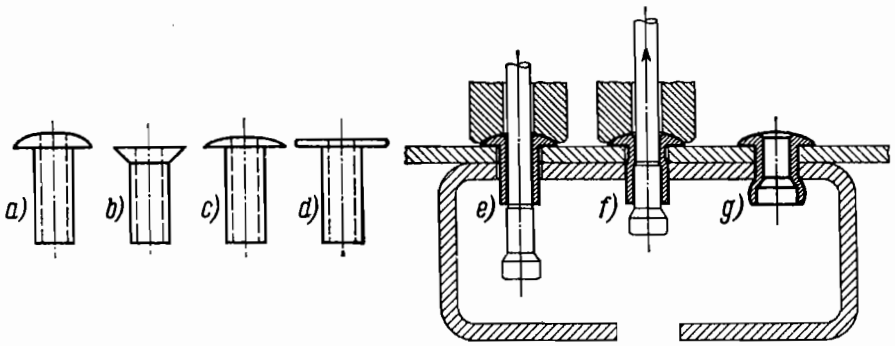


Slika 70. Razni oblici završne glave pri zakivanju zakovica od lakih metala (gotova glava prikazana je kao lećasta glava zakovice)
a) trapezna glava; *b*) stožasta glava; *c*) plosnata glava; *d*) poluokrugla glava

Slika 71. Provlačna zakovica



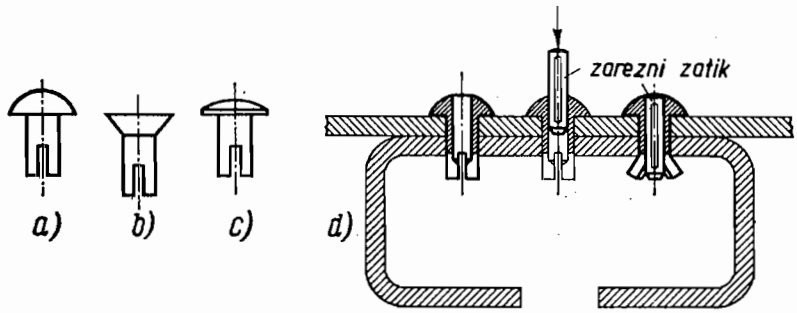
a) plosnato-okrugla zakovica; *b*) upuštena zakovica; *c*) zakovica pripremljena za provlačenje; *d*) provlačenje trna; *e*) zakovica zatvorena zatikom



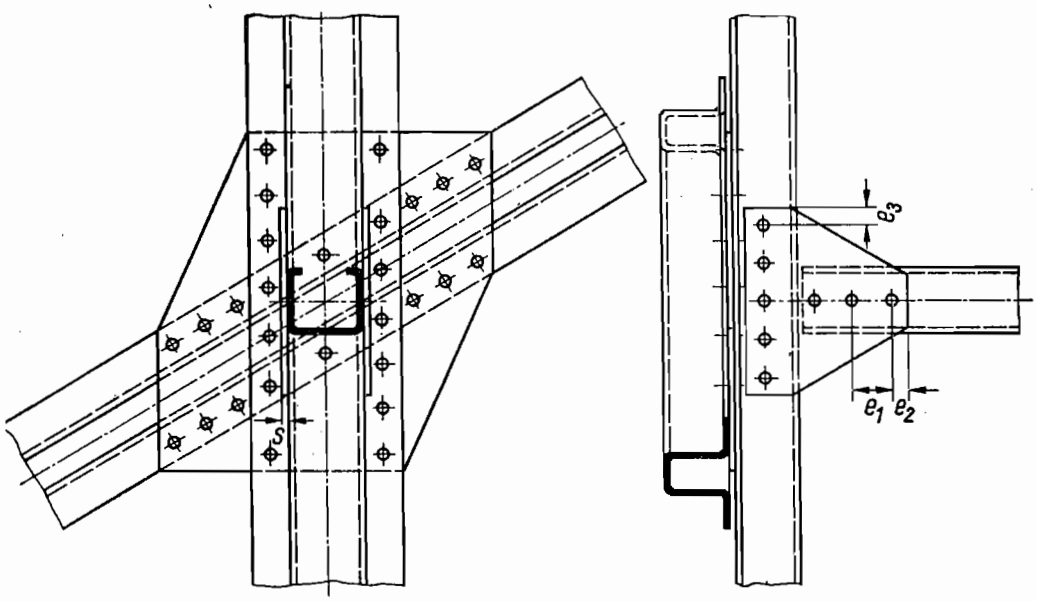
Slika 72. Šuplja zakovica koja se zakiva iznutra pomoću trna (*Gebr. Titgemeyer*, Osnabrück)
a) s okruglom glavom; *b*) s upuštenom glavom; *c*) s plosnato-okruglom glavom; *d*) s plosnatom glavom; *e*) umetnuta zakovica; *f*) uvlačenje trna; *g*) zatvorena zakovica

Slijepe zakovice omogućuju zakivanje dijelova u spoju, koji su pristupačni samo s jedne strane, kao npr. na polušupljim i šupljim profilima (sl. 71 do 73). *Zakovice s eksplozivom* oblikuju se paljenjem eksploziva umetnutog u struk zakovice, koji se pali dodirom glave zakovice posebnim alatom za paljenje. Tlak eksplozije proširuje struk zakovice i stvara šuplju završnu glavu.

Za dimenžioniranje zakovanih spojeva od lakih metala (sl. 74) poslužit će ove orijentacione vrijednosti: $d=1{,}5$ do $2s$ (s=najmanja debljina lima na priključku). Razmak provrta u smjeru sile $e_1 \geqq 2{,}5\ d_1$, razmak od ruba $e_2 = e_3 \geqq 2d_1$.



Slika 73. Slijepa zakovica (*Kerb-Konus-Gesellschaft*, Schnaittenbach/Oberpfalz)
a(poluokrugla, *b*) upuštena, *c*) plosnato-okrugla, *d*) zatvaranje (širenje zakovice)



Slika 74. Čvor nosača od lakog metala

Tablica 22. Aluminijske legure za zakovice prema DIN 4113 (JUS C.C4.160)

Materijal zakovice	Stanje isporuke	Zakovice se mogu hladno zakivati	Materijal dijelova koje se spaja
DIN AlCuMg 1 F 40 (JUS AlCu 5 MgSi)	hladno otvrdnjavano	do 4 sata nakon ponovljenog izlučnog žarenja na 500 °C ± 5 °C i trenutačnog gašenja	DIN AlCuMg sa DIN AlCuMg
DIN AlCuMg 0,5 F 28 (JUS AlCu 2 Mg)	hladno otvrdnjavano	u stanju dobave	DIN AlCuMg sa DIN AlCuMg
DIN AlMgSi 1 F 23 (JUS AlSi 1 Mg)	hladno otvrdnjavano	u stanju dobave ili kod velikog promjera zakovice nakon ponovljenog izlučnog žarenja do 540 °C i gašenjem	DIN AlMgSi sa AlMgSi i DIN AlMgSi sa AlMg 3 odn. AlMgMn
DIN AlMg 3 F 23 (JUS AlMg 3)	polutvrdo vučeno	u stanju isporuke	DIN AlMg 3 sa AlMg 3 odn. DIN AlMgMn

Tablica 23. Dopuštena naprezanja u N/mm² prema DIN 4113 za zakivanja lakih metala

Naprezanje	Materijal sastavnih elemenata: DIN AlCuMg 1 JUS AlCu4MgSi		DIN AlCuMg 2 (osim profila F 44)		DIN AlCuMg 2 F 44 profil		DIN AlMgSi 1 F 28		DIN AlMgSi 1 F 32		DIN i JUS AlMg 3 F 18 DIN AlMgMn F 18		DIN i JUS AlMg 3 F 23 DIN AlMgMn F 23	
	Opterećenje: H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Vlak, tlak σ	150	170	160	180	190	215	100	115	150	170	47	53	82	94
Smik τ	90	102	96	108	114	128	60	68	90	102	28	32	50	56
Naprezanje bokova provrta σ_l	264	300	264	300	264	300	180	203	215	240	84	95	145	160

Naprezanje	Materijal zakovice: DIN AlCuMg 1 F 40 JUS AlCu 4 MgSi		DIN AlCuMg 0,5 F 28 JUS AlCuMg		DIN AlMgSi 1 F 23 JUS AlSi 1 Mg		DIN i JUS AlMg 3 F 23	
	Opterećenje: H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Odrez τ_a	105	120	84	95	64	73	64	73
Naprezanje bokova provrta σ_l	264	300	208	236	160	182	160	182

Za proračun i izvedbu zakovanih aluminijskih dijelova u *visokogradnji* i *gradnji dizalica* mjerodavan je DIN 4113 (JUS C.C4.160).

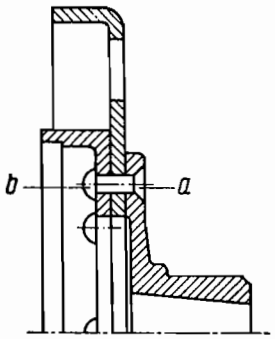
1. Za zakovice od aluminija valja upotrijebiti materijale navedene u tablici 22, primjerene dijelovima koji se spajaju. Treba nastojati da se međusobno spajaju samo dijelovi od jednaka materijala.
2. Ako je konstruktivno ili proizvodno-tehnički opravdano, smiju se ugraditi hladno ili toplo zakovane čelične zakovice (ali treba uzeti u obzir nužnu zaštitu od korozije!). Preporučuje se podlaganje kadminiziranih čeličnih ploča pod glave zakovica zbog povećanja tlačne površine u dijelovima od lakog metala.
3. *Naprezanja koja se javljaju* treba proračunati prema DIN 1050 (JUS C.B0.500) i DIN 15018 (JUS M.D1.020 do 050) [jednadžbe (25) do (32)]. Dopuštena naprezanja prema tablici 23. Od dva označena naprezanja bokova provrta mjerodavna je uvijek manja vrijednost.

1.5.4. Zakovični spojevi u gradnji strojeva i strojnih postrojenja

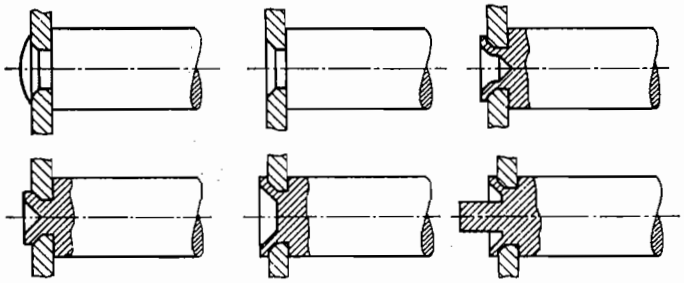
U gradnji strojeva i strojnih postrojenja prevladavaju spojevi s hladnim zakovicama ispod $d = 10$ mm [*zakovice s poluokruglim glavama* DIN 660 (JUS M.B3.011), *zakovice s upuštenim glavama* DIN 661 (JUS M.B3.012), prema tablici 24, str. 74]. Kao primjer sl. 75 pokazuje prstene polova elektro-

magnetske spojke, spojene sa zakovicama s upuštenim glavama. Često se dijelovi, poluge ili osovine zakivaju s čeone strane (sl. 76).

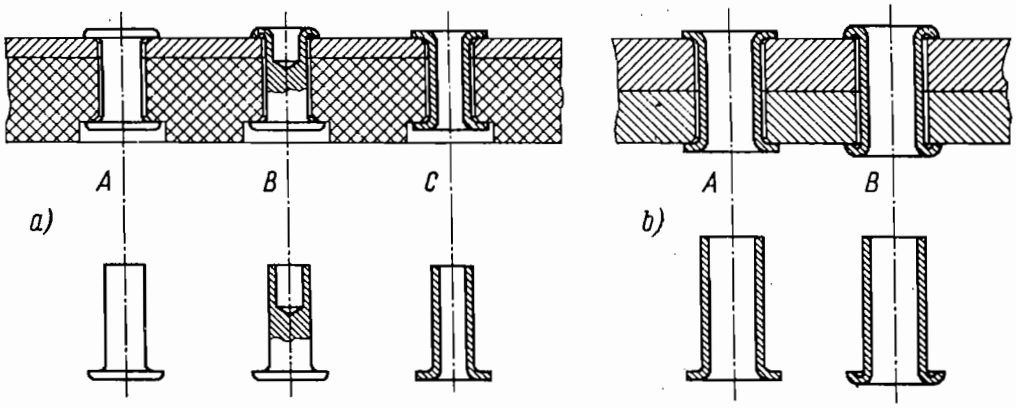
Dijelovi od elastičnih ili jako krhkih materijala ne mogu se spajati sa zakovicama s poluokruglim ili upuštenim glavama zbog potrebe velikih sila pri oblikovanju završne glave. Za njih su prikladne *zakovice u oblicima* prema DIN 7338 (JUS M.B3.040) (sl. 77a) i *cjevaste zakovice* DIN 7340, (sl. 77b). Za zakivanje dijelova od vrlo osjetljivih materijala kao što su mekana guma, prešani plastični materijali, tvrdi papir i sl. moraju se ispod glava zakovica podmetnuti metalne pločice zbog povećanja površinskog pritiska (sl. 78). *Šuplje zakovice* DIN 7339 (kao oblik C, sl. 77) imaju deblje stijenke nego cijevne zakovice. One služe prvenstveno za učvršćenje obloge na kočnicama i spojkama.



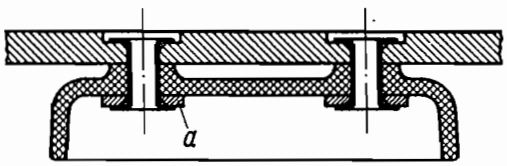
Slika 75. Zakovani prsteni elektromagnetske spojke: *a*) gotova glava; *b*) završna glava



Slika 76. Čelna zakivanja na okruglim šipkama



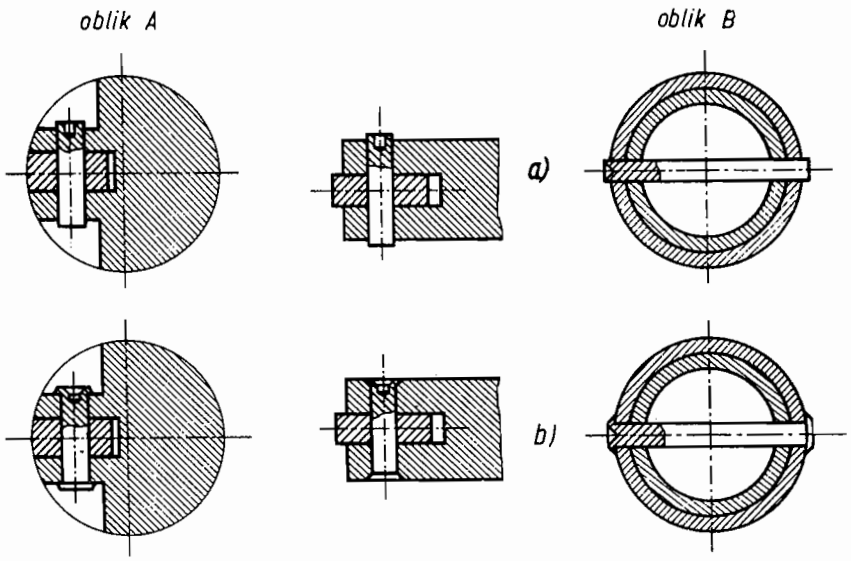
Slika 77. Puna, polušuplja i cijevna zakovica za manje sile pri oblikovanju završne glave *a*) prema DIN 7338; *b*) prema DIN 7340



Slika 78. Cijevnim zakovicama pričvršćeni dio od plastičnog materijala (*a* je metalna ploča)

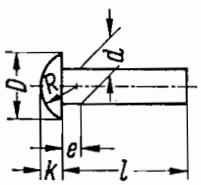
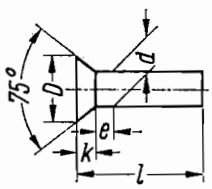
Daljnji spojni elementi su tzv. *zatici za zakivanje* DIN 7341 (JUS M.C2.201), koji omogućuju zakivanje dviju plosnatih ili upuštenih glava (sl. 79). U strojogradnji upotrebljuju se i *slijepe zakovice* (vidi sl. 71 do 73) od čelika ili drugih metala.

Proračun zakovičnih spojeva vrši se kao kod čeličnih konstrukcija na odrez i naprezanje bokova provrta [jednadžbe (25) i (26)], a poprečni presjeci spojeva dijelova u spoju na vlak, tlak i savijanje. Orijentacione vrijednosti za *dopuštena naprezanja* vidi u tablici 25.



Slika 79. Zatici za zakivanje DIN 7341 (*oblik A* za veće sile pri oblikovanju završne glave; *oblik B* za manje sile pri oblikovanju završne glave)
a) prije zakivanja; *b*) nakon zakivanja

Tablica 24. Izmjere poluokruglih zakovica u mm DIN 660 (JUS M.B3.011 i 021) i zakovica s upuštenom glavom DIN 661 (JUS M.B3.012 i 022) (A_1 je presjek zakovane zakovice)

 Poluokrugla zakovica DIN 660, (JUS M.B3.011)					 Zakovica s upuštenom glavom DIN 661, (JUS M.B3.012)						
Promjer sirove zakovice	d^1)	2	2,6	3	(3,5)	4	5	6	(7)	8	(9)
Promjer glave	D	3,5	4,5	5,2	6,2	7	8,8	10,5	12,2	14	15,8
Udaljenost na kojoj se mjeri promjer	e	1	1,5	1,5	2	2	3	3	3	4	4
Visina glave k DIN 660 DIN 661		1,2 1	1,6 1,3	1,8 1,5	2,1 1,8	2,4 2	3 2,5	3,6 3	4,2 3,5	4,8 4	5,4 4,5
Polumjer glave	$\approx R$	1,9	2,4	2,8	3,4	3,8	4,6	5,7	6,6	7,5	8,5
Promjer provrta	d_1	2,2	2,8	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	9,5
Presjek u mm^2	A_1	3,8	6,1	8,0	10,7	14,5	22,1	32,2	43,0	55,4	70,9

[1]) Veličine u zagradama po mogućnosti izbjegavati

Tablica 25. Orijentacione vrijednosti za dopuštena naprezanja (u N/mm²) zakovanih spojeva u strojarstvu

Sastavni elementi										
Naprezanje	Opterećenje	St ili GS[1]) Č ili ČL					GG SL			
		34	37	42	50	60	10	20	30	40
Vlak, tlak σ	mirno	120	140	160	180	220	35	65	100	135
	jednosmjerno promjenljivo	85	100	120	140	170	25	40	75	100
	naizmjenično promjenljivo	70	85	95	110	130	20	35	50	70
Savijanje σ_b	mirno	170	195	225	250	310	50	90	140	190
	jednosmjerno promjenljivo	95	110	130	155	185	28	45	80	110
	naizmjenično promjenljivo	75	95	100	120	145	20	40	55	80
Naprezanje σ_l bokova provrta	mirno	240	280	320	360	410	65	130	200	270
	jednosmjerno promjenljivo	170	200	240	280	340	45	85	130	170
	naizmjenično promjenljivo	140	170	190	220	260	35	65	100	130

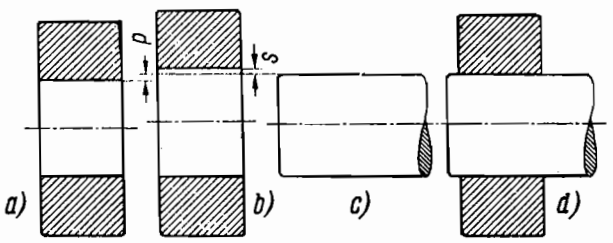
Zakovice										
Naprezanje		Odrez τ_u			Naprezanje bokova provrta σ_l			Vlak σ_z		
Materijal zakovice		St 34 Č.0260	St 44	St 52 Č.3100	St 34 Č.0260	St 44	St 52 Č.3100	St 34 Č.0260	St 44	St 52 Č.3100
Opterećenje	mirno	140	180	225	280	360	440	70	90	110
	jednosmjerno promjenljivo	100	140	170	200	280	340	50	70	85
	naizmjenično promjenljivo	85	110	130	170	220	260	40	55	65

[1]) Kod tlaka i savojnog tlaka ≈2,5 puta veće vrijednosti!

1.6. Stezni spojevi

1.6.1. Navučeni i prešani stezni spojevi, postupci steznog spajanja

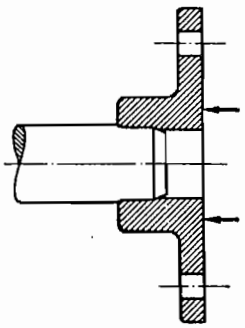
Stezno spajanje dijelova daje izdržljive i protiv vibracija sigurne spojeve, koji mogu prenijeti velika udarna i promjenljiva opterećenja. Stezno se najčešće spajaju dijelovi koji rotiraju kao što su točkovi, turbinski rotori, rotori ventilatora i sl, sa vratilima i osovinama. Unutarnji dijelovi (vratila) imaju u odnosu na vanjske dijelove (glavine), sa kojima se spajaju, *prijeklop P* (sl. 80).



Slika 80. Navučeni stezni spoj (*P* je prijeklop, *S* zračnost neophodna pri navlačenju)
a) hladan vanjski dio; *b*) ugrijan vanjski dio; *c*) unutarnji dio; *d*) vanjski i unutarnji dio sastavljeni

Navučeni stezni spojevi povezuju se stezno tako da se vanjski dio skuplja (*stezni spoj skupljanjem*) ili nutarnji dio rasteže (*stezni spoj rastezanjem*). U prvom slučaju rastegne se vanjski dio grijanjem toliko, da se može lako navući na unutarnji dio. Pri ohlađivanju skuplja se i naležući pritiskuje

snažno na unutarnji dio. U uljnoj kupki mogu se postići temperature do +350 °C. U drugom slučaju pothlađuje se unutarnji dio toliko, da se može ugurati u vanjski. Pri zagrijavanju na sobnu temperaturu rastegne se, nalegne i pritiskuje vanjski dio. Sa suhim ledom (snijeg ugljične kiseline) može se postići −72 °C, s tekućim zrakom −190 °C. Obično se manji dio podvrgava termičkom postupku. Ako se jednim jedinim postupkom ne može kompenzirati cjelokupan prijeklop, primjenjuje se paralelno postupak *stezanja i rastezanja*, pri čemu se vanjski dio zagrijava, a unutarnji pothlađuje.

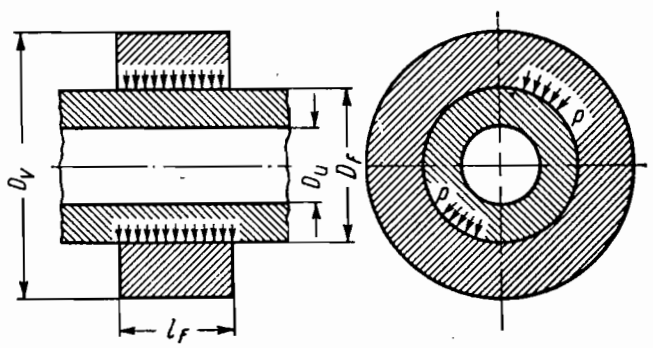


Slika 81. Prešan stezni spoj

Pri steznom spajanju prešanjem dijelovi se u hladnom stanju spajaju mehaničkom aksijalnom silom (*uzdužna sila*) (sl. 81). Unutarnji dio mora se skositi na kraju u dužini 2 do 5 mm, pod kutom 5°, zato, da pri utiskivanju ne bi došlo do struganja površine, već samo da se izglade hrapavosti. Da bi se pri utiskivanju čeličnih dijelova spriječilo eventualno zaribavanje, površina se podmazuje uljem ili mašću. Dijelovi od različitih materijala mogu se naprešavati nasuho.

1.6.2. Proračun cilindričnih steznih spojeva

Stezni spoj mora pružati dovoljno jak otpor uzdužnom pomaku ili okretanju stezno spojenih dijelova. Budući da je otpor trenja mirovanja veći od otpora trenja klizanja, to će i sila za svladavanje početnog pomaka biti veća od kasnije sile klizanja. Pri naizmjeničnom opterećenju sila potrebna za svladavanje trenja mirovanja pada na vrijednost sile klizanja. Zbog sigurnosti uzima se da je sila koja se može prenijeti steznim spojem u svakom slučaju ona koja proizlazi iz trenja klizanja. U proračunu steznih spojeva



Slika 82. Tlak naležnih površina p

prema DIN 7190 nisu uzete u obzir centrifugalne sile, ili temperaturna kolebanja koja se javljaju u pogonu. Pogonska sila mora ležati uz dovoljnu sigurnost ispod sile trenja klizanja. Ako se u pogonu javljaju znatnije dodatne sile, onda i njih treba uključiti u proračun.

Glavina, kao vanjski dio, stezno je spojena s osovinom, kao unutarnjim dijelom (sl. 82). Uprešavanjem se na dodirnim površinama javlja radijalan tlak p, koji izaziva silu trenja potrebnu za prijenos sile.

$$\textit{Tlak naležnih površina} \qquad p = \frac{P_{st}}{(K_v + K_u)\, D_F} \tag{33}$$

p u N/mm^2	tlak naležnih površina,
P_{st} u mm	stezni prijeklop,
K_v, K_u u mm^2/N	pomoćna vrijednost za vanjski, odnosno unutarnji dio, prema sl. 84,
D_F u mm	promjer naležne površine.

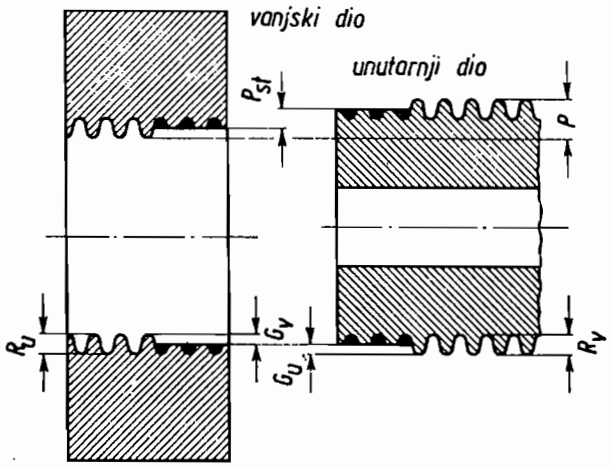
Stezni prijeklop P_{st} manji je od prijeklopa izmjerenog prije steznog spajanja. Naime, u toku uprešavanja dolazi do uglačavanja naležnih površina. Vrhovi neravnina utiskuju se pri tome u udubljenja (sl. 83). Time se gubi dio ΔP prijeklopa P, pa stezni prijeklop iznosi:

$$\textit{stezni prijeklop} \quad P_{st} = P - \Delta P = P - 2\,(G_v + G_u) \tag{34}$$

P_{st} u mm	stezni prijeklop,
P u mm	prijeklop (izmjeren),
G_v i G_u u mm	uglačavanje naliježućih površina.

Prema iskustvu uzima se da *uglačavanje* iznosi $G_v \approx 0{,}6\, R_{tv}$, a $G_u \approx 0{,}6\, R_{tu}$, gdje R_{tv} i R_{tu} označuju hrapavosti naliježućih površina vanjskog i unutarnjeg dijela steznog spoja. Hrapavost u zavisnosti od kvalitete površinske obrade dana je u tablici 26.

Pomoćne veličine K_v i K_u mjere su istezanja i skupljanja dijelova u steznom spoju. Na sl. 84 dane su vrijednosti za čelik i sivi lijev. Vrijednosti su zavisne od omjera promjera:



Slika 83. Uglačavanje naležnih površina kod prešanog steznog spoja

$$Q_v = D_F / D_v \tag{35}$$

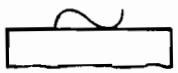
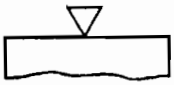
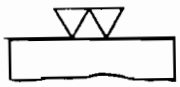
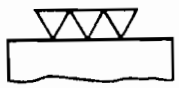
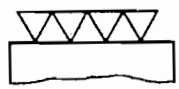
i

$$Q_u = D_u / D_F \tag{36}$$

D_v je vanjski promjer vanjskog dijela,
D_u je unutarnji promjer unutarnjeg dijela,
D_F je promjer naliježućih površina.

Za *ostale metale*, osim čelika i sivog lijeva, preračunavaju se pomoćne vrijednosti na $K \approx E_{\text{čelik}} \cdot K_{\text{čelik}}/E$. Pri tome je E modul elastičnosti tog metala, za kojeg se K preračunava (tablica 27).

Tablica 26 .Kvalitete površina prema DIN 140 i 3141 (JUS M.A1.020 i 023)

Oznaka površine	Dopuštena najveća dubina hrapovosti R_t u μm red 1	2	3	4	Značenje
	po volji				Površina koja jednoličnošću i glatkoćom udovoljava zahtjevima uobičajene tehnologije obrade *bez skidanja čestica* (valjanje, kovanje, izvlačenje, prešanje, autogeno rezanje, lijevanje itd.).
	po volji				Površina jednoličnosti i glatkoće postignute pažljivom tehnologijom obrade *bez skidanja čestica* (čistim kovanjem, glađenjem u ukovnju. čistim lijevanjem, čistim autogenim rezanjem). Površine treba obraditi samo ako ovi zahtjevi nisu zadovoljeni.
	160[1])	100	63	25	Površine jednolike i glatke kao npr. grubo obrađene površine jednokratnim ili višekratnim *skidanjem čestica*. Brazde (tragovi alata) smiju se osjetiti i biti vidljivi prostim okom.
	40	25	16	10	Površine jednolike i glatke kao npr. površine fino obrađene jednokratnim ili višekratnim *skidanjem čestica*. Brazde još mogu biti vidljive prostim okom.
	16	6,3	4	2,5	Površine jednolične i glatke kakve se postižu finom obradom jednokratnim ili višekratnim finim *skidanjem čestica* (najfinija obrada). Brazde više ne smiju biti vidljive prostim okom.
	–	1	1	0,4	

[1]) Dubina hrapavosti može iznositi do 250 μm, ako je to dopustivo u posebnim prilikama.

Tablica 27. Modul elastičnosti E i koeficijent toplinskog istezanja α raznih materijala (prema DIN 7190)

Materijal	E N/mm²	Grijanje α_v 1/K	Hlađenje α_u 1/K
Čelik i čelični lijev	200 000 . . . 210 000	$11 \cdot 10^{-6}$	$-8{,}5 \cdot 10^{-6}$
Sivi lijev	75 000 . . . 105 000	$10 \cdot 10^{-6}$	$-\ 8 \cdot 10^{-6}$
Kovkasti lijev	90 000 . . . 100 000	$10 \cdot 10^{-6}$	$-\ 8 \cdot 10^{-6}$
Tvrdi metali	540 000 . . . 620 000	$5{,}5 \cdot 10^{-6}$	–
Bakar	125 000	$16 \cdot 10^{-6}$	$-14 \cdot 10^{-6}$
Crveni lijev	85 000	$17 \cdot 10^{-6}$	$-15 \cdot 10^{-6}$
Mjed	80 000	$18 \cdot 10^{-6}$	$-16 \cdot 10^{-6}$
Aluminij i legure	65 000 . . . 75 000	$23 \cdot 10^{-6}$	$-18 \cdot 10^{-6}$
Magnezijska legura	36 000 . . . 47 000	$26 \cdot 10^{-6}$	$-21 \cdot 10^{-6}$
Umjetna smola DIN 7735	4 000 . . . 16 000	$40 \ldots 70 \cdot 10^{-6}$	–

Otpor trenja klizanja, kod čijeg bi prekoračenja došlo u steznom spoju opterećenom naizmjeničnim silama do labavljenja veze, iznosi

$$u\ obodnom\ smjeru \qquad F_{rt} = A \cdot p \cdot \nu \tag{37}$$

$$u\ uzdužnom\ smjeru \qquad F_{rl} = A \cdot p \cdot \nu \tag{38}$$

$$u\ rezultirajućem\ smjeru \qquad F_{rr} = A \cdot p \cdot \nu \tag{39}$$

F_{rt}, F_{rl}, F_{rr} u N otpori trenja klizanja,
p u N/mm² pritisak naliježućih površina,
A u mm² površina nalijeganja $=D_F \cdot \pi \cdot l_F$ sa l_F kao dužina sastava,
ν koef. trenja, prema tablici 28.

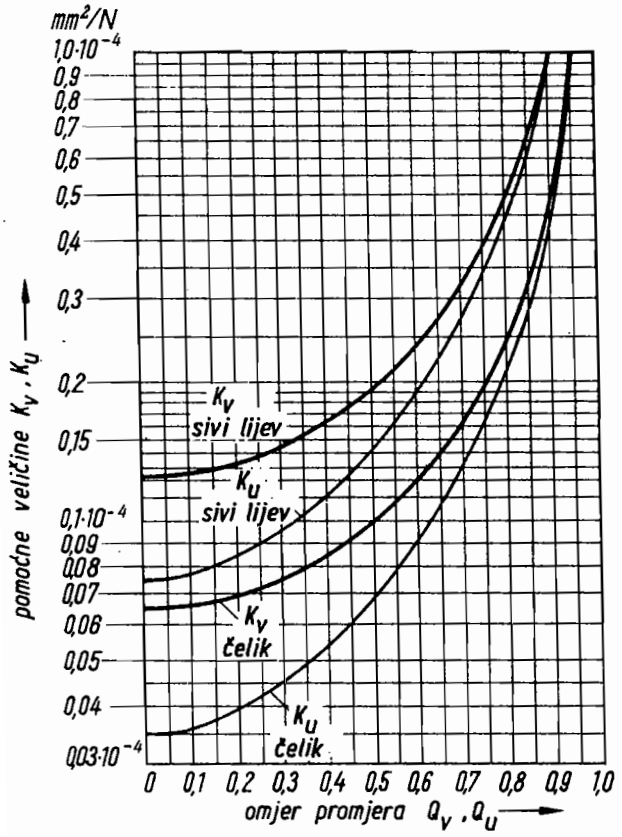
Ako je vanjski dio stepenast kao na slici 85, ako dakle ima različite vanjske promjere D_v, treba izračunati otpore trenja klizanja za svaki stepen posebno, i zbrojiti.

Pogonske sile F_t, F_l ili $F_r=\sqrt{F_t^2+F_l^2}$ moraju s nekom sigurnošću (za određenu vrijednost faktora sigurnosti) ležati niže od otpora trenja klizanja.

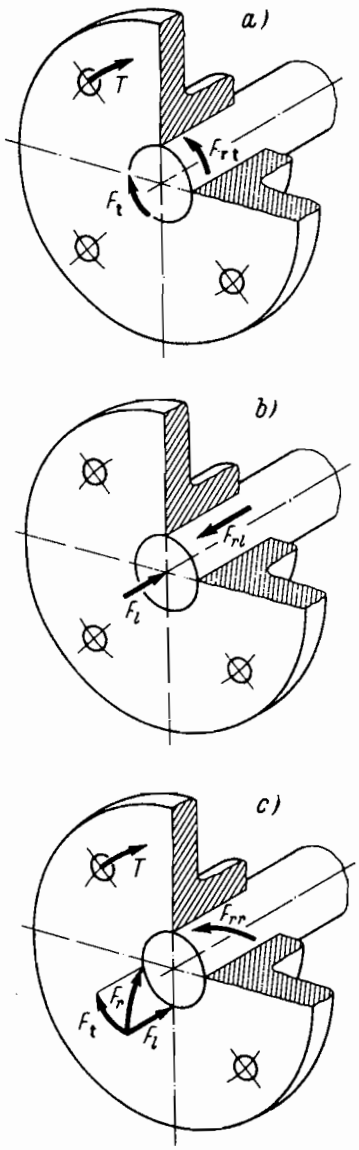
Sigurnost steznog spoja

$$S_H=\frac{F_{rt}}{F_t} \text{ odn. } \frac{F_{rl}}{F_l} \text{ odn. } \frac{F_{rr}}{F_r} \geqq 1{,}3 \qquad (40)$$

F_t u N pogonska obodna sila na naliježućoj površini spoja,
F_l u N pogonska uzdužna sila na naliježućoj površini spoja,
F_r u N rezultanta pogonskih sila F_t i F_l



Slika 84. Pomoćne vrijednosti K prema DIN 7190 za čelik sa $E=200000$ N/mm² i sivi lijev sa $E=100000$ N/mm²



Slika 85. Sile u steznom spoju
a) u obodnom smjeru; *b*) u uzdužnom smjeru; *c*) u smjeru rezultante

Tablica 28. Faktor prianjanja v za prešani stezni spoj s unutarnjim dijelom od St 50 ~ Č. 0545 prema DIN 7190 (pri naprezanju s plastičnom deformacijom i pri velikom odnosu Q_v odn. Q_u birati male vrijednosti)

Materijal vanjskog dijela	St 50 (Č. 0545)		GG-20 (SL-20)	DIN MgAl	DIN Ms	Materijal za prešanje
Podmazivanje	uljem	suho	–	suho	suho	suho
Poprečni stezni dosjed navučen vruće ili pothlađen v	0,055 . . . 0,19	0,065 . . . 0,16	0,07 . . . 0,09	0,05 . . . 0,06	0,05 . . . 0,14	–
Uzdužan prešani stezni dosjed v	0,05 . . . 0,17	–	0,07 . . . 0,12	0,02 . . . 0,06	0,03 . . . 0,07	0,22

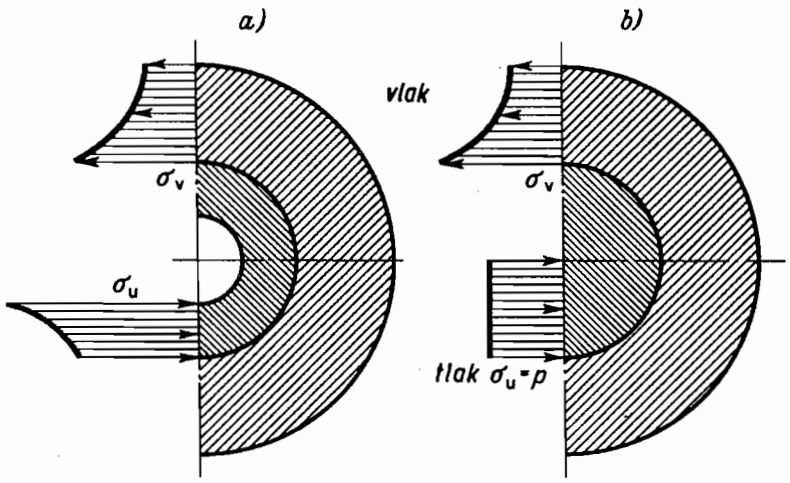
Pri prešanju dolazi do rastezanja vanjskog dijela, a time i do vlačnih naprezanja, dok se unutarnji dio pri tome sužava i u njemu nastaju tlačna naprezanja. Nastale deformacije smanjuju se prema vanjskom obodu, a naprezanja koja se pri tome javljaju proporcionalna su deformacijama prema sl. 86. Najveća naprezanja iznose:

vlačno naprezanje u vanjskom dijelu
$$\sigma_v = p\,\frac{1+Q_v^2}{1-Q_v^2} \tag{41}$$

tlačno naprezanje u šupljem unutarnjem dijelu
$$\sigma_u = 2p\,\frac{1}{1-Q_u^2} \tag{42}$$

u punom unutarnjem dijelu
$$\sigma_u = p \tag{43}$$

σ_v, σ_u u N/mm² najveće vlačno odnosno tlačno naprezanje u dijelovima steznog spoja,
p u N/mm² pritisak naliježućih površina,
Q_v, Q_u odnosi promjera prema jednadžbama (35) i (36).



Slika 86. Naprezanja u unutarnjem i vanjskom dijelu
a) stezni spoj sa šupljim vratilom; *b*) stezni spoj s punim vratilom

Ako bilo koje od navedenih naprezanja prekorači granicu elastičnosti materijala σ_E nastaje trajna deformacija, koja snizuje mogućnosti stezne veze. Tada se govori o *plastičnom naprezanju.* Teži se da *naprezanja* ostanu u *granicama elastičnosti.* Tada neće biti bojazni da bi otpor trenja klizanja

mogao popustiti. DIN 7190 daje slijedeće objašnjenje: U mnogim slučajevima će kod elastičnog naprezanja tolerancije prisnog dosjeda dijelova u steznom spoju biti dovoljne. Ako nije tako, onda se može, kao što je to za materijal Št 50, Č 0545 bilo pokusima utvrđeno, ići daleko preko računske granice elastičnosti. Pri njenom prekoračenju smanjuju se kod čelika povećanjem steznog prijeklopa sile stezne veze, to više, što su tanji vanjski, odn. unutarnji dijelovi, tj. što su veće njihove vrijednosti Q. Na osnovi pokusa utvrđeno je da sve do donje vrijednosti $Q_v = 0{,}75$ mogu sile stezne veze pasti samo na oko polovinu svoje vrijednosti. Za manje vrijednosti Q pad sile stezne veze je manji.

Za dijelove od čelika je $\sigma_E \approx 0{,}65\ \sigma_T$, gdje je σ_T granica tečenja. Ako je vanjski dio steznog spoja od siva lijeva, tlačno naprezanje smije doseći vrijednost od oko $0{,}7\ \sigma_M$, a kod unutarnjeg dijela od sivog lijeva tlačno naprezanje smije postići približno vlačnu čvrstoću σ_M.

Pokusi sa steznim spojevima pokazali su, nadalje, da se na površinama nalijeganja steznog spoja pri izmjenično savojnom naprezanju vratila stvara *korozija trenja.* Ona u početku dovodi do povišenja sile stezne veze, ali nakon toga pritisak u spoju postepeno popušta zbog pojave zamaranja. Sila steznog spajanja povećava se do 10 milijuna promjena i onda opet pada. Stezni spojevi s valjanom površinom nalijeganja vratila imali su dvostruko veću silu steznog spajanja nego brušena ili fino tokarena vratila.

Pri izradi smije se prijeklop kretati unutar dopuštenih granica između *najmanjeg prijeklopa* P_{min} i *najvećeg prijeklopa* P_{max} ($P_{max} - P_{min}$ = tolerancija dosjeda T_d). Na osnovi toga mogu se i mjere steznog prijeklopa i naprezanja mijenjati između *najvećih vrijednosti* P_{stmax}, p_{max}, σ_{vmax}, σ_{umax} *i najmanjih vrijednosti* P_{stmin}, p_{min}, σ_{vmin}, σ_{umin}. Iz sigurnosnih razloga treba otpor trenja klizanja proračunati prema najmanjem prijeklopu P_{min}, a vlačno i tlačno naprezanje prema najvećem prijeklopu P_{max}. U tablici 29 dan je izbor dosjeda steznih spojeva.

Potrebna *temperatura*

zagrijavanja vanjskog dijela

$$t_v = \frac{P_{max} + S}{\alpha_v \cdot D_F} + t \qquad (44)$$

pothlađivanja unutarnjeg dijela

$$t_u = \frac{P_{max} + S}{\alpha_u \cdot D_F} + t \qquad (45)$$

t_v t_u u °C — temperatura zagrijavanja, odn. pothlađivanja,
P_{max} u mm — najveći prijeklop,
S u mm — zračnost potrebna pri toplom navlačenju (vidi sliku 80), koja je obično dovoljna s oko 0,03 do 0,5 mm, ali se bira veća (do $S \approx 0{,}5\ P_{max}$), ako to omogućuje najveća dopuštena temperatura zagrijavanja ili hlađenja,
α_v α_u u 1/K — koeficijenti toplinskog rastezanja prema tablici 27,
D_F u mm — promjer spoja,
t u °C — temperatura prostorije.

Kod *dosjeda steznih spojeva* kod kojih se vrši i stezanje i rastezanje, treba prijeklop P podijeliti na vanjski i unutarnji dio.

Tablica 29. Izbor steznih dosjeda prema DIN 7154 i 7155 (JUS M.A1.131 i 130). Tablične vrijednosti u μm su najveći prijeklopi P_{max}. Najmanji prijeklopi su tada $P_{min} = P_{max} - T_d$.

D_F		H 6					H 7							
		u 5	t 5	s 5	r 5	Tolerancija dosjeda	za 6	z 6	x 6	u 6	t 6	s 6	r 6	Tolerancija dosjeda
više od	do	h 6					h 6							
		U 5	T 5	S 5	R 5	T_d	ZA 7	Z 7	X 7	U 7	T 7	S 7	R 7	T_d
1,6	3	23		20	17	12	39	35	29	25		22	19	16
3	6	28		24	20	13	50	43	36	31		27	23	20
6	10	34		29	25	15	61	51	43	37		32	28	24
10	14	41		36	31	19	75	61	51	44		39	34	29
14	18	41		36	31	19	88	71	56	44		39	34	29
18	24	50		44	37	22		86	67	54		48	41	34
24	30		50	44	37	22		101	77	61	54	48	41	34
30	40		59	54	45	27		128	96	76	64	59	50	41
40	50		65	54	45	27			113	86	70	59	50	41
50	65			66	54	32			141	106	85	72	60	49
65	80			72	56	32				121	94	78	62	49
80	100			86	66	37				146	113	93	73	57
100	120				69	37				166	126	101	76	57
120	140				81	43				195	147	117	88	65
140	160				83	43					159	125	90	65
160	180				86	43					171	133	93	65
180	200				97	49					195	151	106	75
200	225				100	49						159	109	75
225	250				104	49						169	113	75
250	280				117	55						190	126	84
280	315				121	55						202	130	84
315	355				133	61						226	144	93
355	400				139	61						244	150	93
400	450				153	67						272	166	103
450	500				159	67						292	172	103

D_F		H 8								H 9						
		zc 8	zb 8	za 8	z 8	x 8	u 8	t 8	s 8	Tolerancija dosjeda	zc 9	zb 9	za 9	z 9	x 9	u 9	Tolerancija dosjeda
više od	do	h 8									h 9						
		ZC 8	ZB 8	ZA 8	Z 8	X 8	U 8	T 8	S 8	T_d	ZC 9	ZB 9	ZA 9	Z 9	X 9	U 9	T_d
1,6	3	64	54		42	36			29	28	75	65		53			50
3	6	87	71		53	46			37	36	99	83		65			60
6	10	119	92	74	64	56			45	44	133	106		78			72
10	14	157	117	91	77	67			55	54	173	133		93			86
14	18	177	135	104	87	72			55	54	193	151		103	88		86
18	24	221	169	131	106	87			68	66	240	188	150	125	106		104
24	30	251	193	151	121	97	81		68	66	270	212	170	140	116		104
30	40		239	187	151	119	99		82	78	336	262	210	174	142		124
40	50		281	219	175	136	109		82	78	387	304	242	198	159	132	124
50	65		346	272	218	168	133		99	92	479	374	300	246	196	161	148
65	80			320	256	192	148		105	92		434	348	284	220	176	148
80	100			389	312	232	178		125	108		532	422	345	265	211	174
100	120				364	264	198	158	133	108			487	397	297	231	174
120	140				428	311	333	185	155	126			570	465	348	270	200
140	160				478	343	253	197	163	126			635	515	380	290	200
160	180					373	273	209	171	126				565	410	310	200
180	200					422	308	238	194	144				635	465	351	230
200	225					457	330	252	202	144				690	500	373	230
225	250					497	356	268	212	144					540	399	230
250	280					556	396	299	239	162					605	445	260
280	315					606	431	321	251	162					655	480	260
315	355					679	479	357	279	178					730	530	280
355	400						524	383	297	178					800	575	280
400	450						587	427	329	194					895	645	310
450	500						637	457	349	194					975	695	310

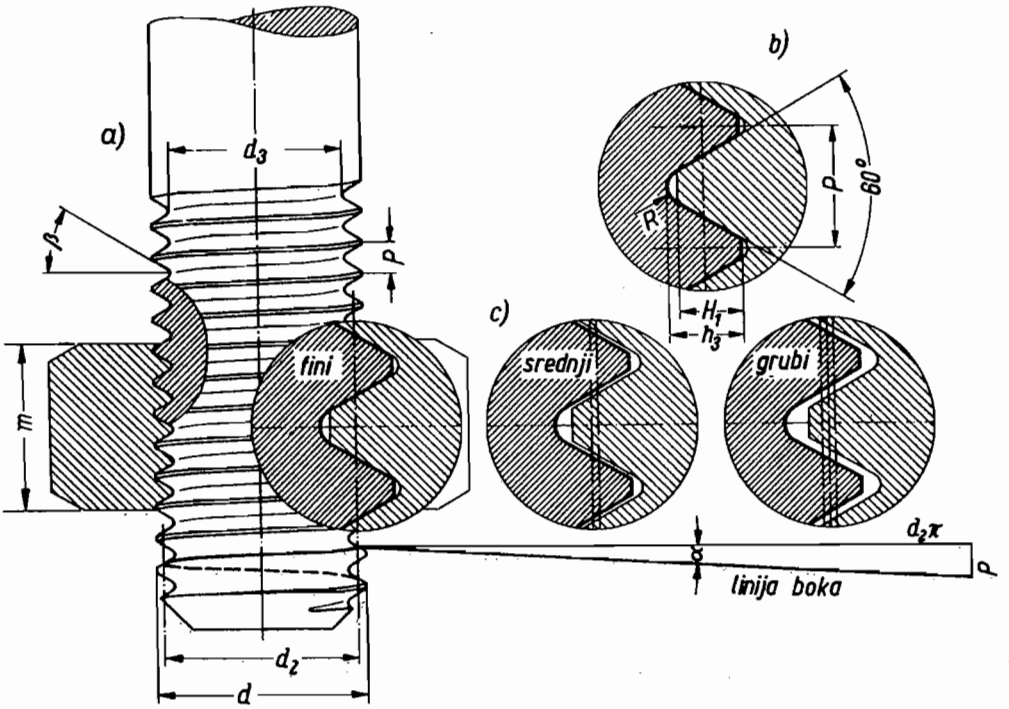
2. RASTAVLJIVI SPOJEVI

2.1. Pričvrsni vijci

2.1.1. Navoji

Vijci imaju *navoj*, čiji se profil ovija *usponom P* oko cilindrične jezgre promjera d_3 (slika 87). Razvijena ploha jednog navoja na srednjem promjeru, tj. *promjeru navoja* d_2, daje trokut s kutom uspona α. Odnosi klizanja i trenja pri uzajamnom djelovanju s maticom jednaki su kao kod kosine pod kutem α koja je u okomitoj ravnini nagnuta još za bočni kut β.

Uobičajeni navoji *pričvrsnih vijaka* imaju profil u obliku trokuta, s kutom profila $2\beta = 60°$ i u običnom govoru nazivaju se *šiljasti navoji*. Vanjski promjeri d stupnjevani su kod metričkog navoja u jednom od redova metričkog mjernog sustava.



Slika 87. Navoj priteznog vijka
a) svornjak vijka i matica; razvijena linija boka jednog navoja; *b*) metrički profil ISO; *c*) tolerancijski razredi profila ISO
d je vanjski i nazivni promjer, d_2 srednji promjer bokova, d_3 promjer jezgre, P uspon (korak), H_1 nosiva dubina navoja, h_3 dubina navoja, R polumjer zaobljenja u korijenu navoja, m visina matice, β kut profila

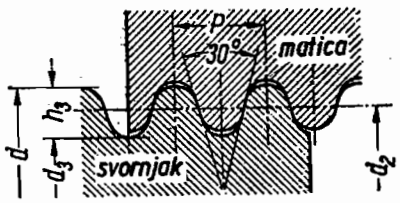
SAD i Kanada upotrebljavale su do 1948. tzv. colovski navoj s plosnatim korijenom i kutom profila $2\beta = 60°$ (*USST-navoj*), dok su Velika Britanija i skandinavske zemlje dale prednost *Whitworthovu navoju* sa $2\beta = 55°$ i zaobljenim korijenom navoja, a navoje ispod 1/4″ čak sa $2\beta = 47{,}5°$ (*BA-navoj*). SAD, Velika Britanija i Kanada sporazumjele su se 1948. da prijeđu na jednoobrazni profil sa $2\beta = 60°$ i plosnati, lako zaobljeni korijen navoja (*Unifed-navoj*). Zemlje s anglosaskim sustavom mjera zaključile su da postepeno prijeđu na *ISO-navoj u colima* sa $2\beta = 60°$ i zaobljenim korijenom navoja, dok su se zemlje s metričkim mjernim sustavom sporazumjele da prihvate *metrički navoj sa ISO-profilom*. U budućnosti teži se za jednoobraznim svjetskim navojem. Metrički ISO-navoj, od 1964, postepeno je uveden u Njemačkoj.

Metrički ISO navoj izvodi se prema slici 87c u slijedećim razredima tolerancija: *fino* f, za navoje velike točnosti, ako se traži mala zračnost (dosjed 5 H/4h navoj matice/navoj vijka), *srednje* m, za opću upotrebu (dosjed 6H/6g), *grubo* g, ako se ne postavljaju nikakvi zahtjevi na točnost (dosjed 7H/8e). Razred tolerancije m, kao najčešći, ne mora se u narudžbama posebno naznačiti.

Razlikujemo *normalni* i *fini navoj*. Fini navoji imaju, nasuprot normalnim, manju dubinu navoja h_3 i tome odgovarajući manji uspon P. Pogodni su za kratke vijke ili za navoje na tankostjenim cijevima, te za navoje za podešavanje. U tablicama 30 i 31 prikazana su prema DIN 13 (JUS M.B0.009 do 045) tri reda predložena za izbor normalnog i finog navoja. Prvenstveno treba birati normalni navoj. Osim toga treba uvijek dati prednost redu 1 ispred reda 2, a redu 2 prednost ispred reda 3, kako bi se broj alata za izradu i broj mjernih instrumenata sveo na minimum.

Uobičajeni su *desni navoji*, koji se pritežu okretanjem udesno. *Lijevi navoji* dolaze u obzir samo u iznimnim slučajevima.

Spojevi izloženi vremenskim utjecajima, koji se moraju često rastavljati, kao što su vijci na armaturama, vagonske spojke i sl. izrađuju se s robusnim neosjetljivim *oblim navojem* DIN 405 (JUS M.B0.081) (slika 88). Obli navoj za dijelove od lima do 0,5 mm debljine dan je standardom DIN 7273.



Slika 88. Okrugao navoj

Za cijevi sa dimenzijama u colima (npr. plinske i vodovodne cijevi) upotrebljava se još i danas *Whitworthov cijevni navoj* DIN 259 (JUS M.B0.050 i 051). Profilom sličan je metričkom ISO-navoju. Daljnji Whitworthov cijevni navoj sa stožastim vanjskim i cilindričnim unutarnjim navojem za nepropusne spojeve vidi u DIN 3858 (JUS M.B0.056) i DIN 7273.

2.1.2. Materijali, zaštita od korozije

Materijal vijka i matice je uglavnom žilav *čelik* sa raznim svojstvima čvrstoće i rastezanja. *Kvaliteta čelika* za vijke označava se sa dva broja (tablica 32). Prvi broj označuje minimalnu čvrstoću, drugi deseterostruki odnos minimalne granice tečenja i minimalne lomne čvrstoće. Čelik za matice

označuje se samo jednim brojem, koji označuje tzv. naprezanje ispitivanja σ_{vL}. Naprezanje ispitivanja odgovara minimalnoj vlačnoj čvrstoći vijka, s kojim moramo spariti maticu visine $m \geqq 0{,}6\,d$ (sl. 87), ako treba ostvariti opteretivost spoja do minimalne lomne čvrstoće vijka. Za razrede čvrstoća koji odstupaju vrijede još stare oznake čelika za matice, kako su iznesene u tablici 32 (najdonji red). Za matice sa $m < 0{,}6\,d$ ne vrijede podaci iz tablice 32.

Tablica 30. Izborni red 1 za metričke ISO navoje prema DIN 13, (JUS M.B0.009 do 045)

Navoj	d mm	P mm	d_2 mm	d_3 mm	R mm	d/R	A_k mm²	A_5 mm²
Normalan navoj reda 1								
M 3	3	0,5	2,675	2,387	0,072	42	4,48	5,03
M 4	4	0,7	3,545	3,141	0,101	40	7,75	8,78
M 5	5	0,8	4,480	4,019	0,115	43	12,7	14,2
M 6	6	1,0	5,350	4,773	0,144	42	17,9	20,1
M 8	8	1,25	7,188	6,466	0,180	44	32,8	36,6
M 10	10	1,5	9,026	8,160	0,217	46	52,3	58,0
M 12	12	1,75	10,863	9,853	0,253	47	76,3	84,3
M 16	16	2,0	14,701	13,546	0,289	55	144	157
M 20	20	2,5	18,376	16,933	0,361	55	225	245
M 24	24	3,0	22,051	20,319	0,433	56	324	353
M 30	30	3,5	27,727	25,706	0,505	59	519	561
M 36	36	4,0	33,402	31,093	0,577	62	759	817
M 42	42	4,5	39,077	36,479	0,650	65	1045	1121
M 48	48	5,0	44,752	41,866	0,722	66	1377	1473
M 56	56	5,5	52,428	49,252	0,794	71	1906	2030
M 64	64	6,0	60,103	56,639	0,866	74	2520	2676
Fini navoj reda 1								
M 8 × 1	8	1,0	7,350	6,773	0,144	56	36,0	39,2
M 10 × 0,75	10	0,75	9,513	9,080	0,108	92	64,7	67,9
M 10 × 1	10	1,0	9,350	8,773	0,144	70	60,5	64,5
M 10 × 1,25	10	1,25	9,188	8,466	0,180	56	56,3	61,2
M 12 × 1	12	1,0	11,350	10,773	0,144	83	91,1	96,1
M 12 × 1,25	12	1,25	11,188	10,466	0,180	67	86,1	92,1
M 12 × 1,5	12	1,5	11,026	10,160	0,217	55	81,1	88,1
M 16 × 1	16	1,0	15,350	14,773	0,144	111	171	178
M 16 × 1,5	16	1,5	15,026	14,160	0,217	74	157	167
M 20 × 1	20	1,0	19,350	18,773	0,144	139	277	285
M 20 × 1,5	20	1,5	19,026	18,160	0,217	92	259	271
M 20 × 2	20	2,0	18,701	17,546	0,289	69	242	258
M 24 × 1,5	24	1,5	23,026	22,160	0,217	110	386	401
M 24 × 2	24	2,0	22,701	21,546	0,289	83	365	384
M 30 × 1,5	30	1,5	29,026	28,160	0,217	138	623	642
M 30 × 2	30	2,0	28,701	27,546	0,289	104	596	621
M 36 × 1,5	36	1,5	35,026	34,160	0,217	166	917	940
M 36 × 2	36	2,0	34,701	33,546	0,289	125	884	914
M 36 × 3	36	3,0	34,051	32,319	0,433	83	821	865
M 42 × 1,5	42	1,5	41,026	40,160	0,217	193	1267	1294
M 42 × 2	42	2,0	40,701	39,546	0,289	145	1229	1264
M 42 × 3	42	3,0	40,051	38,319	0,433	97	1153	1206
M 48 × 1,5	48	1,5	47,026	46,160	0,217	221	1674	1705
M 48 × 2	48	2,0	46,701	45,546	0,289	166	1630	1671
M 48 × 3	48	3,0	46,051	44,319	0,433	111	1543	1604
M 56 × 1,5	56	1,5	55,026	54,160	0,217	258	2304	2341
M 56 × 2	56	2,0	54,701	53,546	0,289	194	2252	2301
M 56 × 4	56	4,0	53,402	51,093	0,577	97	2050	2144
M 64 × 1,5	64	1,5	63.026	62,160	0,217	295	3035	3077
M 64 × 2	64	2,0	62,701	61,546	0,289	221	2978	3033
M 64 × 4	64	4,0	61,402	59,093	0,577	111	2743	2851
M 72 × 1,5	72	1,5	71,026	70,160	0,217	330	3867	3914
M 72 × 2	72	2,0	70,701	69,546	0,289	249	3800	3862
M 72 × 4	72	4,0	69,402	67,093	0,577	125	3536	3659
M 72 × 6	72	6,0	68,103	64,639	0,866	83	3282	3460

Tablica 31. Daljnji izborni redovi za metrijske ISO navoje prema DIN 13, (JUS M.B0.009 do 045)

Normalan navoj reda 1			Fini navoj			
Oznaka	d mm	P mm	Red 1	Red 2		Red 3
M 3,5	3,5	0,6	M 80×2	M 14×1	M 95×2	M 15×1
M 4,5	4,5	0,75	×4	×1,5	×4	M 17×1
M 14	14	2,0	×6	M 18×1	×6	M 25×1,5
M 18	18	2,5	M 90×2	×1,5	M 105×2	M 35×1,5
M 22	22	2,5	×4	×2	×4	M 40×1,5
M 27	27	3,0	×6	M 22×1	×6	M 50×1,5
M 33	33	3,5	M 100×2	×1,5	M 115×2	M 55×1,5
M 39	39	4,0	×4	×2	×4	×2
M 45	45	4,5	×6	M 27×1,5	×6	M 65×1,5
M 52	52	5,0	M 110×2	×2	M 120×2	×2
M 60	60	5,5	×4	M 33×1,5	×4	M 70×1,5
M 68	68	6,0	×6	×2	×6	×2
			M 125×2	M 39×1,5	M 130×2	M 75×1,5
Normalan navoj reda 3			×4	×2	×4	×2
			×6	×3	×6	M 135×2
			M 140×2	M 45×1,5	M 150×2	M 145×2
M 7	7	1,0	×4	×2	×4	M 155×3
M 9	9	1,25	×6	×3	×6	M 165×3
M 11	11	1,5	M 160×3	M 52×1,5	M 170×3	M 230×4
			×6	×2	×6	×6
			M 180×3	×3	M 190×3	M 270×4
			×6	M 60×1,5	×6	×6
Za sve navoje prema DIN 13, odn. JUS M.B0.009 do 043 vrijedi:			M 200×3	×2	M 210×4	M 290×4
			×6	×4	×6	×6
$d_2=d-0{,}64853\ P$			M 220×4	M 68×1,5	M 240×4	
$d_3=d-1{,}22687\ P$			×6	×2	×6	
$R=0{,}14434\ P$			M 250×4	×4	M 260×4	
$H_1=0{,}54127\ P$			×6	M 76×2	×6	
$A_k=\frac{\pi}{4}d_3^2$			M 280×4	×4	M 300×4	
$A_s=\frac{\pi}{4}\left(\frac{d_2+d_3}{2}\right)^2$			×6	×6	×6	
				M 85×2		
				×4		
				×6		

Mjed [prvenstveno Ms 58 i 63 (Cu Zn 40 ~ Pb 3 i Cu Zn 37)] dolazi zbog svoje dobre vodljivosti u obzir u elektrotehnici, za vijke i matice. Vijci od *lakih metala* (Al Cu Mg, Al Mg Si i dr.) upotrebljavaju se za spajanje dijelova od lakih metala u visokogradnji ili za dijelove od drva i umjetnih masa. Zbog niske granice tečenja manje su podesni za dinamička i udarna naprezanja. Konstrukcije od lakih metala spajaju se u sve većoj mjeri visokoopterećenim vijcima od austenitskog *krom-nikalj čelika.*

Vijčani spojevi izloženi korozionom djelovanju dobivaju odgovarajuću *površinsku zaštitu:* nemetalni anorganski premaz, metalnu prevlaku dobivenu uranjanjem u rastaljeni metal, galvansku prevlaku ili oplemenjivanje površine

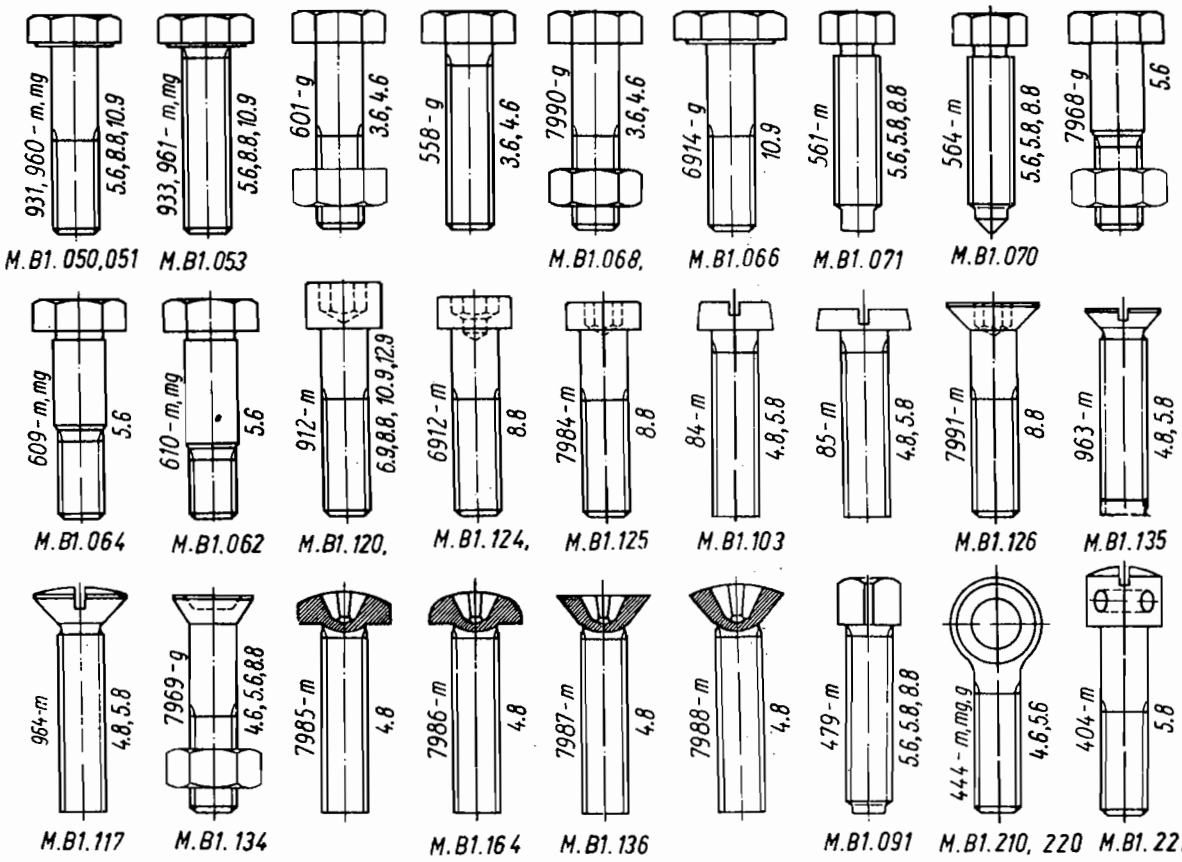
Tablica 32. Oznake i svojstva čvrstoće u N/mm² čelika za vijke i matice prema DIN 267, (JUS M.B1.001 do 021)

Oznaka čelika za vijke	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
Minimalna čvrstoća na vlak σ_M	340	400	400	500	500	600	600	600	800	1000	1200	1400
Minimalna granica tečenja σ_T	200	240	320	300	400	360	480	540	640	900	1080	1260
Oznaka čelika za matice	4			5		6			8	10	12	14
Naprezanje pri ispitivanju σ_{vL}	400			500		600			800	1000	1200	1400
Djelomično još važeća oznaka		4 D		5 D	5 S		6 S	6 G	8 G	10 K		

difuzionim postupkom. Galvanske prevlake i odgovarajuće debljine slojeva vidi u DIN 267 list 9. U posebnim slučajevima upotrebljavaju se vijčani spojevi od nerđajućih austenitskih čelika, kada su npr. izloženi utjecaju agresivnih plinova ili kiselina. Odgovarajuće čelike vidi u DIN 267 list 11.

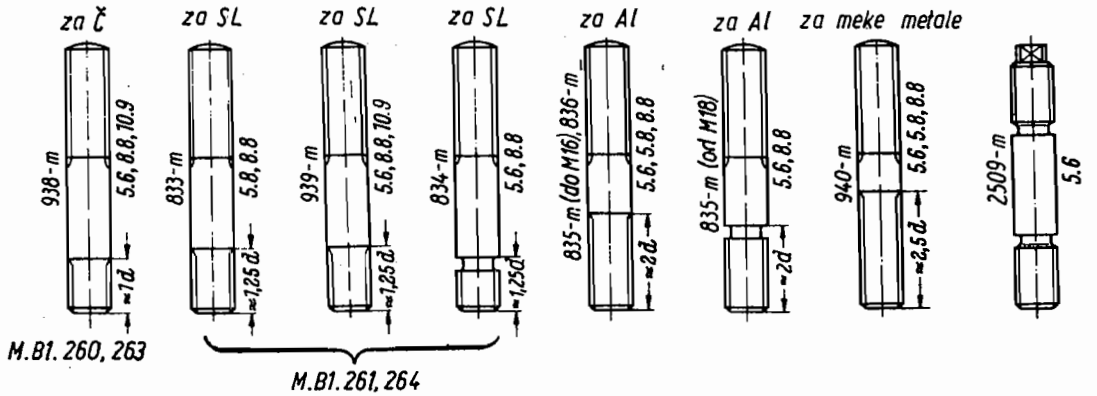
2.1.3. Vijci i matice

Vijci se prema DIN 267 (JUS M.B1.001 i 021) proizvode u *kvalitetama fino* f, *srednje* m, *srednje grubo* mg i *grubo* g, a matice u m, mg i g. Razlikuju se međusobno po stanju površine i po točnosti mjera i oblika vijaka i matica. U strojogradnji prevladava kvaliteta m.

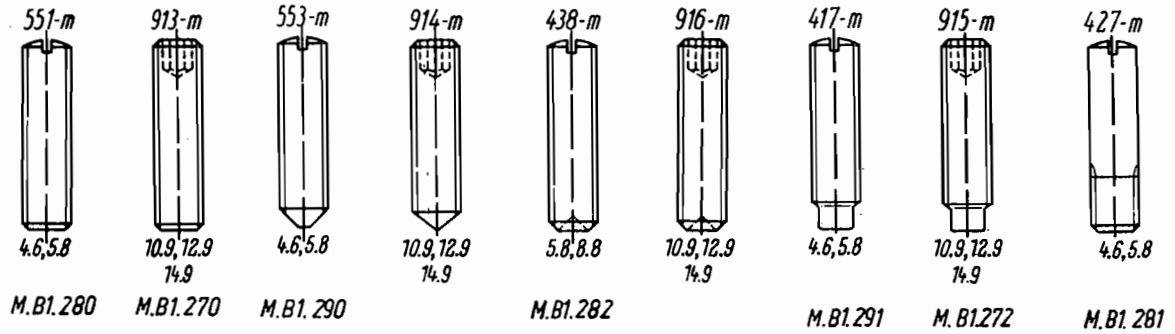


Slika 89. Izbor standardnih vijaka s glavom (lijevo: broj DIN-a i kvaliteta izrade; desno: kvaliteta materijala kojemu treba dati prednost; dolje: broj JUS-a). Vijci DIN 960 i 961 (JUS M.B1.060 i 059) imaju fini navoj

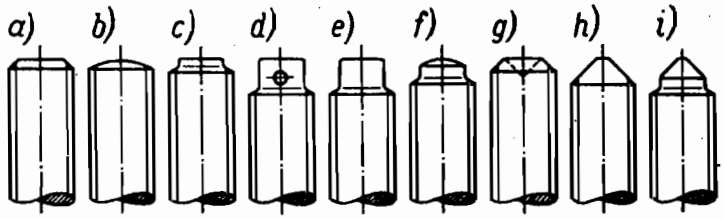
Slika 89 pokazuje izbor standardnih *vijaka s glavom. Utični vijci* prema slici 90 imaju *donji uvojni dio* s prijelaznim dosjedom i *gornji dio* s navojem za maticu. Uvojni dio se ne odvija; on sjedi čvrsto i otporno prema vibracijama, učvršćen u ugradbenom dijelu. Za uvijanje služi poseban ključ. *Završeci* vijaka predviđeni *za privarivanje* DIN 525 imaju završetak bez navoja, koji se ili zavaruje ili privaruje na sastavne dijelove i tako ispunjavaju zadatke utičnih vijaka. Treba još spomenuti *svorne vijke* i *navojne zatike* sa slike 91. Standardni *krajevi vijaka* prikazani su na slici 92.



Slika 90. Izbor standardnih utičnih vijaka i svornjaka s navojem (lijevo: broj DIN-a i kvaliteta izrade; desno: kvaliteta materijala kojoj treba dati prednost; dolje: broj JUS-a). Krajevi za matice utičnih vijaka prema DIN 833 i 836 (ovi su standardi povučeni iz upotrebe) imaju fini navoj



Slika 91. Izbor standardnih zatika s navojem i utičnih vijaka s cilindričnim nastavkom (gore: broj DIN-a i kvaliteta izrade; dolje: kvaliteta materijala kojoj treba dati prednost, ispod kvalitete: broj JUS-a)

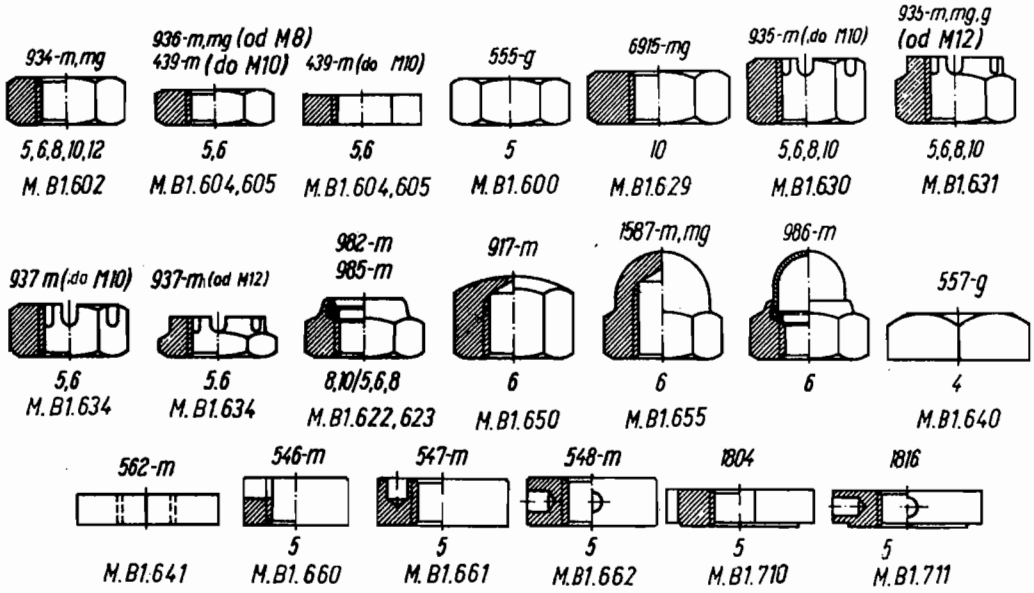


Slika 92. Završeci vijaka prema DIN 78 (JUS M.B1.012)
a) stožast završetak; *b*) lećast završetak; *c*) cilindričan skraćeni završetak; *d*) dodatak za rascjepku; *e*) cilindričan završetak; *f*) cilindričan zaobljen završetak; *g*) zabušen završetak; *h*) šiljast završetak; *i*) stepenast završetak

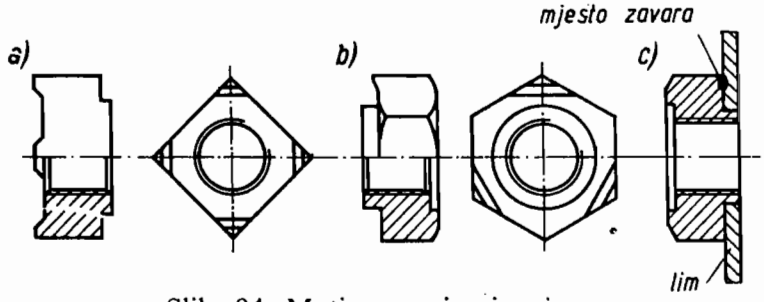
Izbor standardnih *matica* prikazuje slika 93. *Matice za privarivanje* (sl. 94) DIN 928 i DIN 929 (JUS M.B1.625) imaju s čeone strane četiri, odnosno tri bradavice, kojima se privaruju na limove. S njima se i na tankim limovima postiže ista opteretivost kao i s maticama DIN 934 (JUS M.B1.602). Njihova je upotreba vrlo racionalna, budući da znatno olakšavaju montažne radove, osobito na teško pristupačnim mjestima.

Treba još spomenuti *uložene tuljke* prema slici 95, s vanjskim i unutarnjim navojem, koji su na kraju zarezani ili bušeni. Pri uvijanju u glatko izbušene rupe, oštri bridovi na zarezima ili provrtima tuljka urežu se i usidre u stijenu izbušene rupe. Pričvrsni vijci uvijaju se onda u unutarnji navoj tuljka, isto kao i u normalne uvrte s navojem u dijelovima. S takvim uložnim tuljcima izvanredno se vijcima spajaju, čvrsto i trajno, dijelovi od lakih metala, sivog

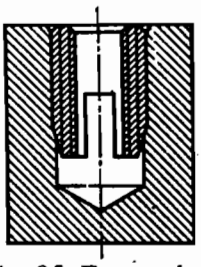
lijeva, umjetnih masa, drva ili vlaknasta materijala. Jednostavnost upotrebe skraćuje vrijeme obrade, eventualno ušteđuje skupe alate i smanjuje škart.



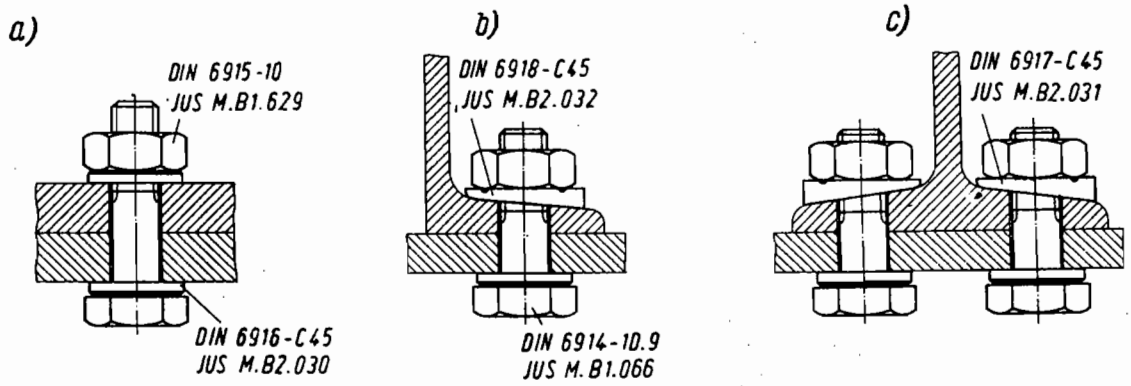
Slika 93. Izbor standardnih matica (gore: broj DIN-a i kvaliteta izrade; dolje: kvaliteta materijala kojoj treba dati prednost; sa strane: broj JUS-a)



Slika 94. Matica za privarivanje
a) četverostrana matica DIN 928; *b*) šesterostrana matica DIN 929 (JUS M.B1.625); *c*) šesterostrana matica u privarenom stanju



Slika 95. Ensat-uložni tuljci (*Kerb-Konus GmbH*, Schnaitenbach)



Slika 96. Vijčani spojevi u čeličnim konstrukcijama: *a*) limovi; *b*) U-nosači; *c*) I-nosači

Na slici 96 predočeni *su visoko čvrsti spojevi za čelične konstrukcije*, tzv. HV-spojevi. Šesterostrani vijci i matice dobivaju slijedeći veći otvor ključa prema onim u DIN 931 i 934 (JUS M.B1.060 i 602), tako da se mogu čvršće pritegnuti.

Provrte za vijke vidi u tablici 33.

Tablica 33. Provrti u mm za vijke [izvod iz DIN 69, (JUS M.B1.004)]

Promjer navoja	Provrt			Promjer navoja	Provrt			Promjer navoja	Provrt		
	fini	srednji	grubi		fini	srednji	grubi		fini	srednji	grubi
3	3,2	3,4	3,6	16	17	18	19	42	43	45	48
3,5	3,7	3,9	4,1	18	19	20	21	45	46	48	52
4	4,3	4,5	4,8	20	21	22	24	48	50	52	56
5	5,3	5,5	5,8	22	23	24	26	52	54	56	62
6	6,4	6,6	7	24	25	26	28	56	58	62	66
7	7,4	7,6	8	27	28	30	32	60	62	66	70
8	8,4	9	10	30	31	33	35	64	66	70	74
10	10,5	11	12	33	34	36	38	68	70	74	78
12	13	14	15	36	37	39	42	72	74	78	82
14	15	16	17	39	40	42	45	76	78	82	86

2.1.4. Podloške osiguranja

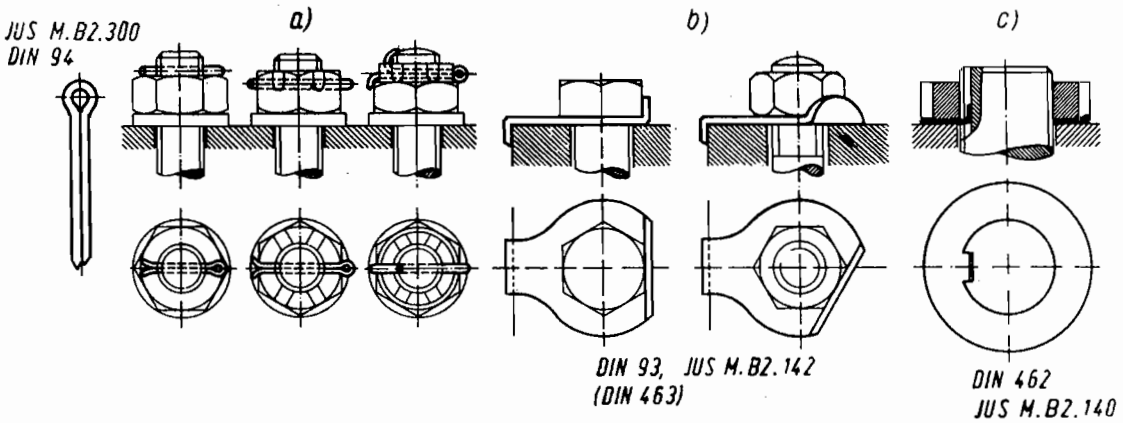
Da bi se izbjeglo povećanje potrebnog momenta pritezanja, ako je površina nalijeganja neravna, kao kod lijevanih, kovanih ili valjanih dijelova pod glavu ili maticu koja se priteže stavlja se *podloška.* Podloške se ulažu i onda kada su vijci u dugoljastim provrtima, kada su površine nalijeganja mekše od vijaka ili kada su dosjedne površine kose prema osi provrta, kako je to kod U i T profila (vidi sl. 96). Slično kao kod vijaka i matica, tako i kod podložaka prema točnosti mjera i oblika, te kvaliteti površine, razlikujemo dvije izvedbe: srednju (do sada sjajnu) i grubu (do sada sirovu).

Podloške su standardizirane: srednje po DIN 125 (JUS M.B2.011) i grube po DIN 126 (JUS M.B2.012) za šestostrane vijke i matice, DIN 433 (JUS pribl. M.B2.013) za cilindrične i poluokrugle vijke, DIN 1440 (JUS M.B2.013) (srednje) za svornjake i DIN 1441 (pribl. JUS M.B2.013) (grube) za svornjake, DIN 7349 za vijke u teškim svornim ljuskama, DIN 7989 (JUS M.B2.015) za šestostrane dosjedne vijke, DIN 9021 (JUS M.B2.014) (s naročito velikim vanjskim promjerom) za specijalne svrhe.

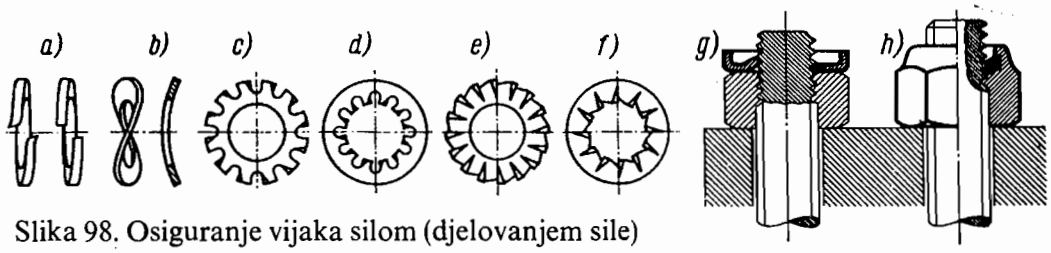
Pravilno pritegnuti vijci ne odvijaju se sami od sebe ni prigodom titrajnih ili udarnih pogonskih opterećenja, jer je trenje u navoju i na površini nalijeganja glave dovoljno veliko (samokočnost). Prigodom pritezanja tlače se međusobno bočne plohe navoja i sve plohe nalijeganja stegnutih dijelova, tako da se pod tim tlakom površinske hrapavosti poravnaju. Kod prejakog pritezanja može u čitavom spoju doći do plastičnih deformacija, koje se nastavljaju za vrijeme pogona (tzv. sjedanje) i vode k popuštanju prednaprezanja (naprezanje izazvano pritezanjem vijka) i labavljenja spoja. Pa ako samo prednaprezanje još i ne izazove plastičnu deformaciju, do nje može dovesti naprezanje pogonske sile koja se superponira s prednaprezanjem. Doklegod je uz utjecaj pogonskih dinamičkih sila opterećenja ostalo izvjesno prednaprezanje, dotle ne olabavljuju vijci ili matice, tj. ne odvrću se sami od sebe. Za odvrtavanje treba još uvijek upotrijebiti moment da bi se veza rastavila. Do rastavljanja dolazi samo ako se prednaprezanje zbog pojave tzv. sjedanja potpuno izgubi. *Osiguranja* vijaka *oblikom* služe prema tome za osiguranje protiv odvijanja,

a *osiguranja silom* kao osiguranje protiv labavljenja, jer ta osiguranja svojim aksijalnim opružnim djelovanjem sprečavaju popuštanje prednaprezanja (sjedanjem).

Slika 97 pokazuje *standardna osiguranja oblikom*, slika 98 *standardna osiguranja silom.* Kod prvih se okretanje sprečava samim oblikom dijelova za osiguranje, dok drugi izazivaju aksijalno prednaprezanje navoja.



Slika 97. Osiguranje vijaka oblikom
a) rascjepka; *b*) sigurnosni lim s vanjskim ispustom; *c*) sigurnosni lim s unutarnjim ispustom



Slika 98. Osiguranje vijaka silom (djelovanjem sile)
a) elastični prsteni DIN 127, 128, 7980 (JUS M.B2.110, 113, 111); *b*) elastični prsteni u izvijenoj i zakrivljenoj izvedbi DIN 137 (JUS M.B2.136); *c*) zupčasta ploča A (vanjsko ozubljenje) DIN 6797 (JUS M.B2.150); *d*) zupčasta ploča J (unutarnje ozubljenje) DIN 6797 (JUS M.B2.150); *e*) lepezasta ploča A (vanjsko ozubljenje) DIN 6798 (JUS M.B2.151); *f*) lepezasta ploča F (unutarnje ozubljenje) DIN 6798 (JUS M.B2.151); *g*) sigurnosna matica DIN 7967 (JUS M.B2.155); *h*) samoosiguravajuće šesterostrane matice DIN 982 i 985 (JUS M.B1.622)

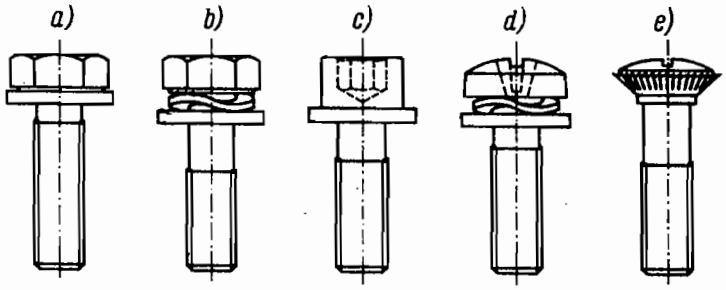
Elastični prsteni, elastične ploče i *zupčaste ploče* stavljaju se ispod glave vijka ili matice. One osiguravaju aksijalnim opružnim djelovanjem i povisuju moment odvrtavanja. Ovamo spadaju i rebrasti tanjurasti osigurači, tzv. *Schnorr-osigurači. Elastični prsteni* (prstenaste opruge) *sa zaštitnim obodom* vidi u DIN 6913.

Matice za osiguranje, DIN 7967 (JUS M.B2.155), izrađene od pernog čelika, pritežu se kao protumatice. *Samoosiguravajuće šestorostrane matice* (Elastic Stop matice) DIN 985 (JUS M.B1.622) imaju uložak od plastične mase, pod trgovačkim nazivom vulkanfiber, koji pritiskuje elastično na navoj vijaka.

U novije vrijeme podmeću se elastične ploče od plastike i kombinirane ploče čelik-umjetna guma. I tekuće umjetne smole ukapane između svornjaka i

matice osiguravaju protiv odvijanja nakon što otvrdnu. Nadalje, ima matica sa radijalno umetnutim plastičnim čepovima, koji elastično pritiskuju na navoje.

Zbog lagánije montaže i demontaže vijci se mogu opremiti i pločama i sigurnosnim elementima, koji su tako povezani uz vijak da se ne mogu izgubiti (sl. 99).



Slika 99. Vijci s osiguranjem povezanim uz vijak DIN 6900
a) šesterostran vijak DIN 933 (JUS M.B1.053) s pločom A DIN 6902; *b*) šesterostran vijak DIN 931 (JUS M.B1.031) s pločom B DIN 6902 i elastičnom pločom DIN 6904; *c*) cilindričan vijak DIN 912 (JUS M.B1.120) s pločom B DIN 6902; *d*) lećast vijak DIN 7985 (JUS M.B1.118) s pločom B DIN 6902 i elastičnom pločom DIN 6904; *e*) lećast upušten vijak DIN 7988 (JUS M.B1.144) s lepezastom pločom V DIN 6907

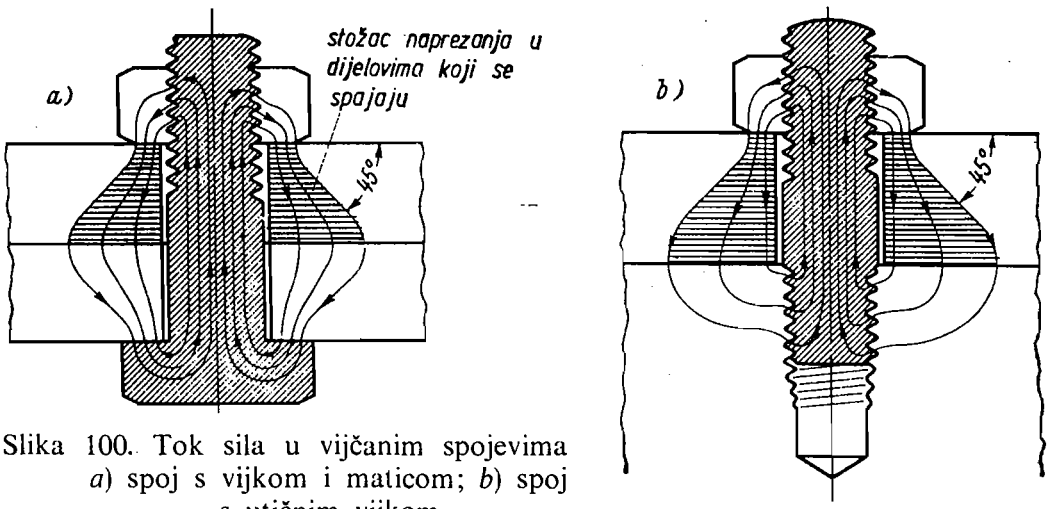
Visokočvrsti vijci sa visokom granicom tečenja mogu se odgovarajuće visoko prednapregnuti. Čak i onda kada na spoju dođe do sjedanja, ipak još ostaje dovoljno prednaprezanje. *To je razlog da vijcima počev od kvalitete 8.8 općenito ne treba osiguranje.*

2.1.5. Tok sila, zarezno djelovanje, oblikovanje

Kod pritezanja vijčanog spoja dolazi do rastezanja vijka, dok spojeni dijelovi bivaju stlačeni. Zatvoreni *tok sila za prolazni* i *zatični vijak* prikazuje slika 100. Prema prikazanom smjeru, strelice usmjerene prema gore označuju vlačno, dok strelice sa smjerom prema dolje označuju tlačno naprezanje onih dijelova u kojima se te linije sila nalaze. Tlačna naprezanja vijcima spojenih dijelova ne ograničuju se samo na područje ispod glave vijka, nego se stožasto šire pod 45° do mjesta sastava dijelova.

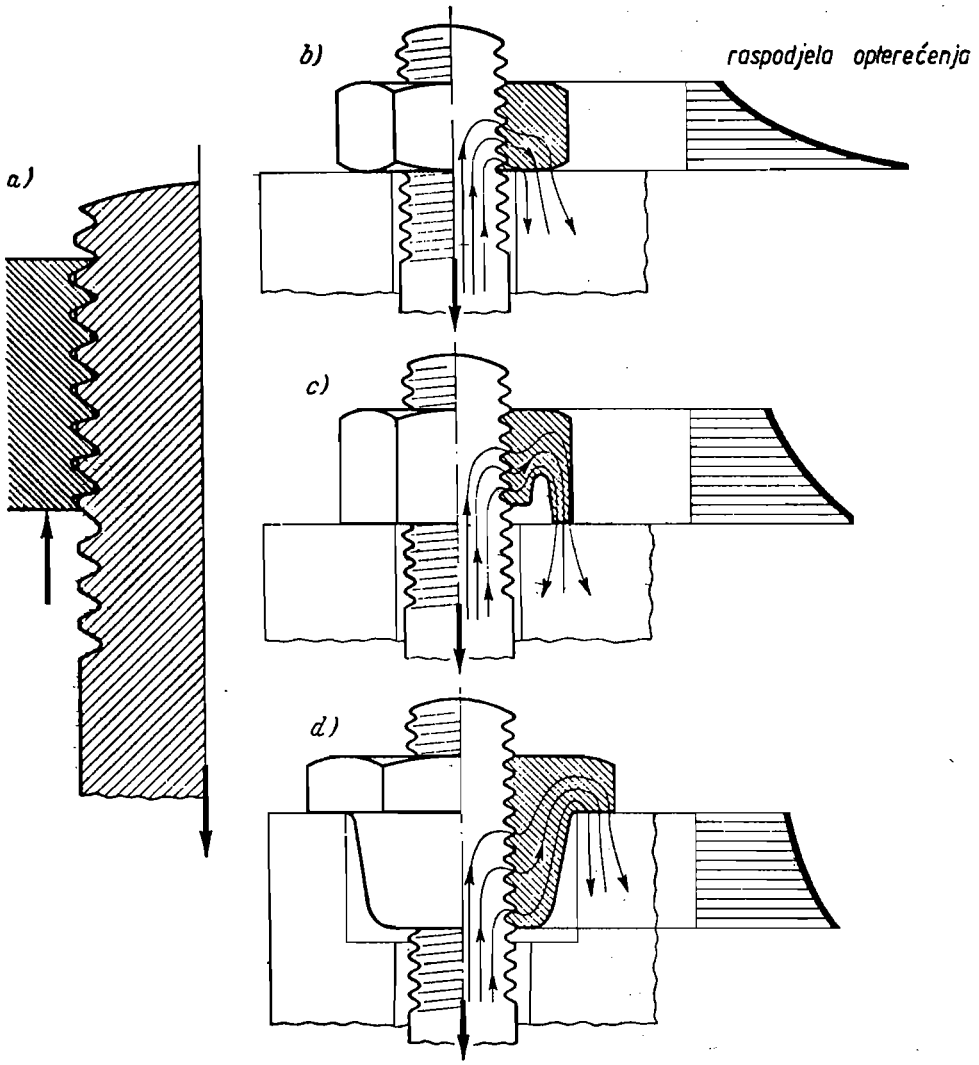
Budući da se matica aksijalno tlači dok se vijak rasteže, nastaju razlike uspona između unutrašnjeg i vanjskog navoja, koji prouzročuju progibe pojedinih navoja. Budući da su ti progibi najveći u blizini površina nalijeganja matice i dijelova u spoju, sila se neće jednoliko razdijeliti, pa nosi obično samo prvih 6 navoja.

Nakon što je u prvom navoju dostignuta granica tečenja, u njemu se pri povećanju opterećenja neće više povećati naprezanje, sve dok se postepeno u svim navojima ne postigne granica tečenja. Povećanje opterećenja vodi, prema tome, k jednoličnijoj raspodjeli sila, ali i nepoželjnoj plastičnoj deformaciji navoja.



Slika 100. Tok sila u vijčanim spojevima *a*) spoj s vijkom i maticom; *b*) spoj s utičnim vijkom

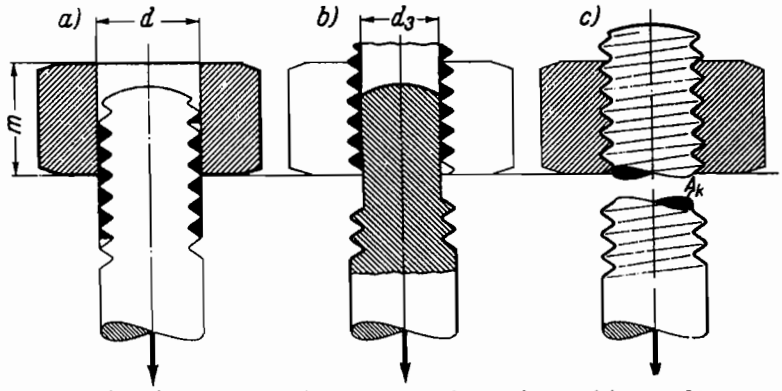
Nejednolična raspodjela sile smanjuje dinamičku izdržljivost vijaka. *Matice u obliku manšete* i *vlačne matice* poboljšavaju raspodjelu sile (slika 101), jer su djelomično opterećene na vlak, kako se to vidi iz toka sila.



Slika 101. Deformacija navoja i raspored sila
a) navoj nakon pritezanja; *b*) veza pomoću tlačne matice; *c*) veza pomoću matice s utorom; *d*) spoj s vlačnom maticom

Nasilnim razaranjem nekog spoja preopterećenjem puknut će navoj matice, ili navoj vijka, ili će vijak pući u jezgri (slika 102). Prva dva slučaja mogu nastati samo ako ima premalo nosivih navoja. Budući da je presjek odreza unutarnjeg navoja (matice) veći od presjeka odreza vanjskog navoja (vijka), $d > d_3$, lom će nastati najprije u navoju vijka, ukoliko su i vijak i matica od jednakog materijala. Vijčani je spoj izdržljiviji ako se pri preopterećenju ne istrgne navoj, nego se lomi jezgra vijka. To iziskuje *minimalnu dubinu uvijanja* m (u danom slučaju visina matice m), koja je ovisna o *finoći navoja* d/P. Prema iskustvu potrebna je:

dubina uvijanja
ili visina matice
$$m \geqq \left(0{,}175 + 0{,}065 \frac{d}{P}\right) d \qquad (46)$$



Slika 102. Nasilno razaranje vijčanog spoja; *a*) navoj matice otkinut; *b*) navoj vijka otkinut; *c*) jezgra vijka slomljena

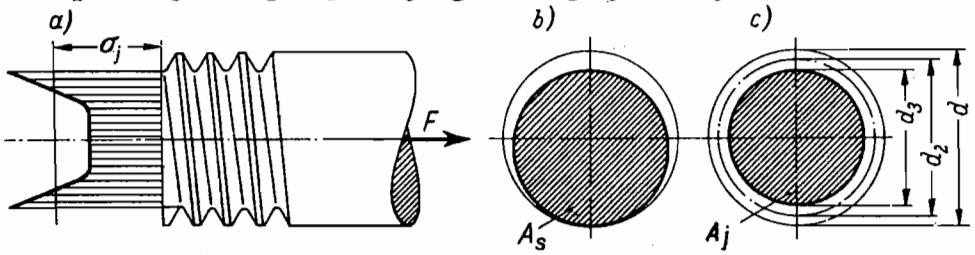
Za matice ili konstrukcione dijelove od lakih metala preporučuje se $m \geqq 2d$. Visina normalnih šestorostranih matica DIN 555 (JUS M.B1.600) i DIN 934 (JUS M.B1.602) iznosi $m \approx 0{,}8\,d$. Ako za njih biramo materijal vijka i materijal matice tako da je minimalna čvrstoća σ_M vijka jednaka ispitnom naprezanju σ_{vL} matice (vidi tablicu 32), onda je osigurano da se u slučaju preopterećenja lomi vijak (svornjak) ali ne dolazi do toga da navoj bude istrgnut.

Zbog prevelikog pritezanja vijčanog spoja bokovi navoja se tlače toliko, da se navoj *zariba*. Ako je najmanja dubina uvijanja [jednadžba (46)] održana i ako su vijak i matica, odnosno dijelovi u spoju, izrađeni od materijala različite čvrstoće, ne treba se bojati zaribavanja.

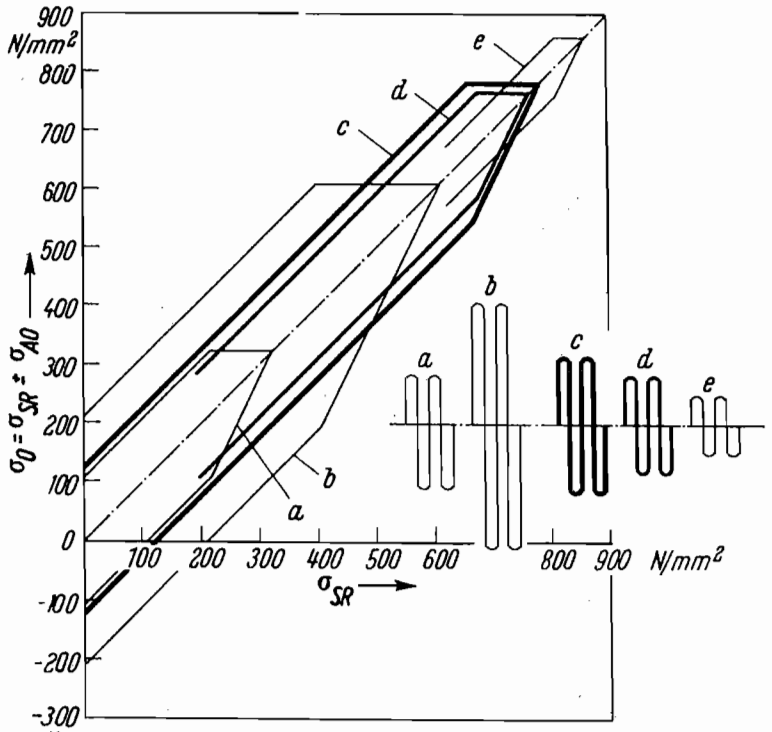
Na svornjaku vijka razlikujemo *presjek preko kojeg se prenosi naprezanje*, A_s, kao stvaran presjek i *presjek jezgre* A_j, kao najuži presjek u snopu silnica (slika 103). Naziv presjek preko kojeg se prenosi naprezanje zapravo i nije posve opravdan, budući da tok silnica ne doseže njegov vanjski rub, pa on zbog toga ostaje bez naprezanja. Na presjek preko kojeg se prenose naprezanja odnose se međutim, lomno naprezanje σ_M i granica tečenja σ_T (vidi tablicu 32).

Kod pritezanja se presjek jezgre vijka napreže na vlak i torziju. Vlačno naprezanje povisuje se onda još i pogonskim uzdužnim opterećenjem. Urezani navoji su zarezi koji sprečavaju rastezanje i povećavaju granicu loma i granicu tečenja, ali smanjuju čvrstoću oblika, odnosno dinamičku izdržljivost. Slika 104

prikazuje smanjenje čvrstoće oblika i povećanje granice tečenja u zavisnosti od načina izrade, u odnosu na glatke elemente bez navoja. Slika 103 prikazuje raspodjelu naprezanja na presjeku jezgre zbog *djelovanja zareza.*



Slika 103. Raspored naprezanja u jezgri vijka
a) nazivno naprezanje σ_k u jezgri; *b*) stvarni presjek A_s; *c*) presjek jezgre A_j

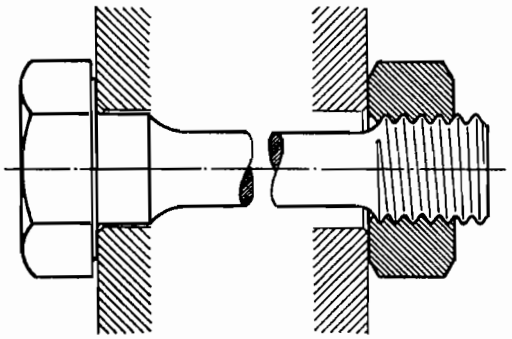


Slika 104. Čvrstoća oblika vijka M8 od čelika za poboljšanje C45 (Č. 1530)
a glatki svornjak bez obrade; *b* glatki svornjak bez obrade hladno očvršćen; *c* jezgra s navojem, hladno očvršćena, navoj valjan; *d* jezgra s navojem hladno očvršćena, navoj rezan; *e* jezgra s navojem hladno očvršćena, navoj valjan i žaren; σ_O čvrstoća oblika, σ_{SR} srednje naprezanje čvrstoće oblika; σ_{AO} amplituda čvrstoće oblika

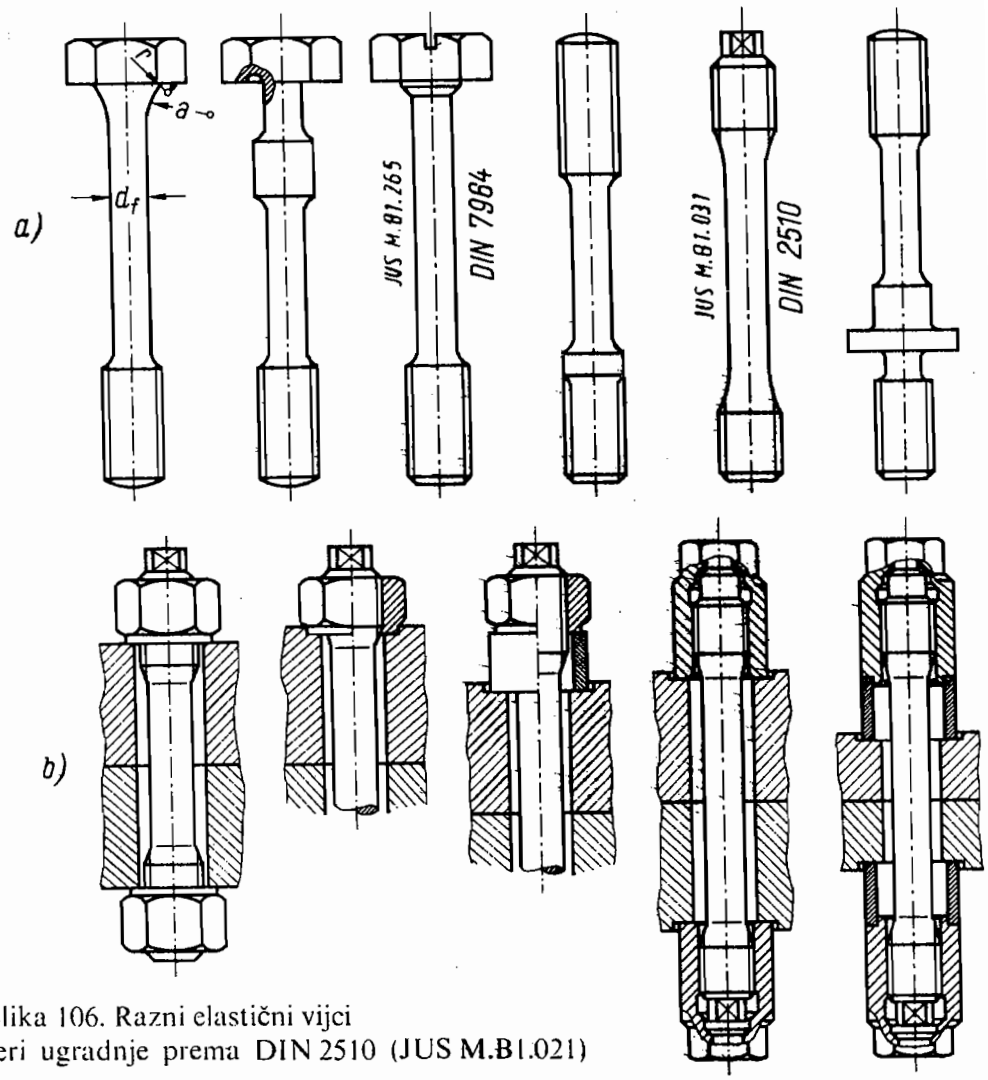
Utjecaj zareza može se ublažiti:

1. povećanjem polumjera zaobljenja R u korijenu navoja,
2. izradom vijka i položajem matice kako to pokazuje sl. 105, što omogućuje da se ispod prvog nosivog navoja može izvesti jače zaokruženje svornjaka,
3. izborom materijala matice s velikom granicom rastezanja, što povećava sposobnost deformacije,
4. naknadnim valjanjem korijena navoja urezanih, ubrušenih ili uvaljanih navoja, nakon izvršene toplinske obrade (žarenje). Time se stvaraju vlastiti tlačni naponi, koji smanjuju vršna vlačna naprezanja od prednaprezanja i od pogonske sile,
5. nitriranjem ili cementiranjem bokova, što također stvara vlastite tlačne napone.

Sve promjene presjeka izazivaju vršna naprezanja, koja rastu s oštrinom prijelaza. Oni se javljaju između struka i navoja i eventualno između struka i glave (*struk* je dio vijka bez navoja, a *svornjak* dio koji nosi navoj). Vršna naprezanja nisu tako visoka kao u jezgri, ali mogu postati opasna pri dodatnom naprezanju na savijanje, npr. pri kosom nalijeganju glave. Vršna naprezanja posve nestaju ako se prijelaz na struk zaobli na $a \geqq d_f$ (slika 106). Udarno opterećeni vijci izvode se kao tzv. *elastični vijci*, koji se od *krutih* razlikuju po tome što im je struk sužen na $d_f = 0{,}6$ do $0{,}8\ d$ (slika 106). Elastični vijci djeluju radi veće elastičnosti prigušno na udar. Nitriranje, cementiranje ili valjanje korijena povisuje granicu tečenja struka do oko 100%. Vijčani spojevi s elastičnim strukom: vidi DIN 2510 (JUS M.B1.031 i 265) (vijčani svornjaci, matice, čahuraste matice, elastične ljuske).



Slika 105. Matica koja prelazi preko navoja vijka



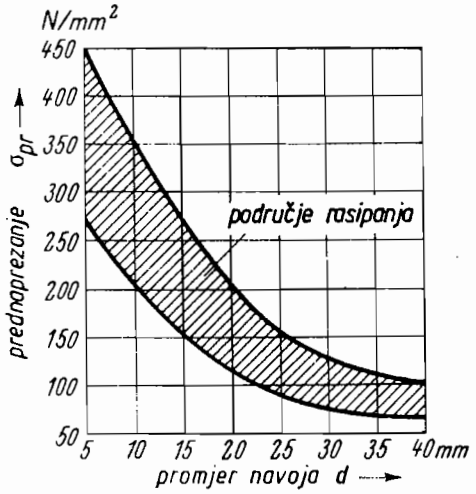
Slika 106. Razni elastični vijci
a) oblici; *b*) primjeri ugradnje prema DIN 2510 (JUS M.B1.021)

2.1.6. Sila prednaprezanja, pritezni moment

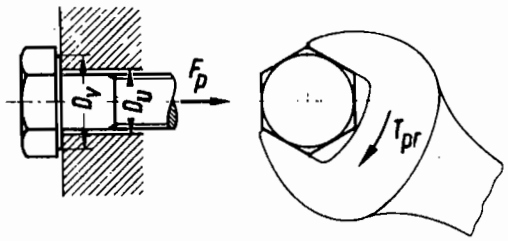
Pritezanjem vijka stvara se u presjeku jezgre *naprezanje od pritezanja* σ_{pr}. Njegova je veličina u velikoj mjeri ovisna o osjećaju kojim monter priteže vijak pa se dobivena naprezanja rasipaju u širokim granicama (sl. 107). Očekivanu silu prednaprezanja (sl. 108) treba izračunati iz:

$$\textit{sila prednaprezanja} \quad F_p = A_j \cdot \sigma_{pr} \tag{47}$$

F_p u N — sila prednaprezanja,
A_j u mm² — presjek jezgre vijka (tablica 30)
σ_{pr} u N/mm² — prednaprezanje (pri pažljivom pritezanju, uz osjećaj da se ne pretegne, prema slici 107 obično srednja vrijednost područja rasipanja).



Slika 107. Naprezanje od predzatezanja u jezgri vijka, uz osjećajno pritezanje



Slika 108. Sila predzatezanja F_p i moment pritezanja T_{pr}

Tanki vijci pritegnuti pažljivo prema osjećaju, čvršće su stegnuti nego debeli. Zbog toga za tanke vijke treba upotrijebiti materijale s visokom granicom tečenja. *Visoko napregnuti vijčani spojevi kojima se pridaje posebna važnost pritežu se momentnim ključevima*, koji iskapčaju pri dosizanju postavljenog momenta pritezanja. Željenu silu prednaprezanja (sl. 108) možemo izračunati približno:

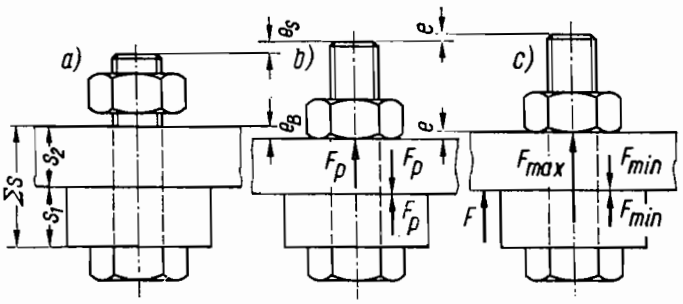
$$\textit{Moment pritezanja} \quad T_{pr} \approx F_p \left(0{,}16\, P + \mu \, \frac{d_2 + D_{sr}}{2} \right) \tag{48}$$

T_{pr} u Ncm — moment pritezanja
F_p u N — potrebna sila prednaprezanja,
P u cm — uspon navoja (tablica 30),
μ — koeficijent trenja na bokovima navoja i na glavi vijka $\approx 0{,}2$ za čelične vijke,
d_2 u cm — srednji promjer navoja (tablica 30),
D_{sr} u cm — srednji promjer površine glave $= 0{,}5\,(D_v + D_u)$

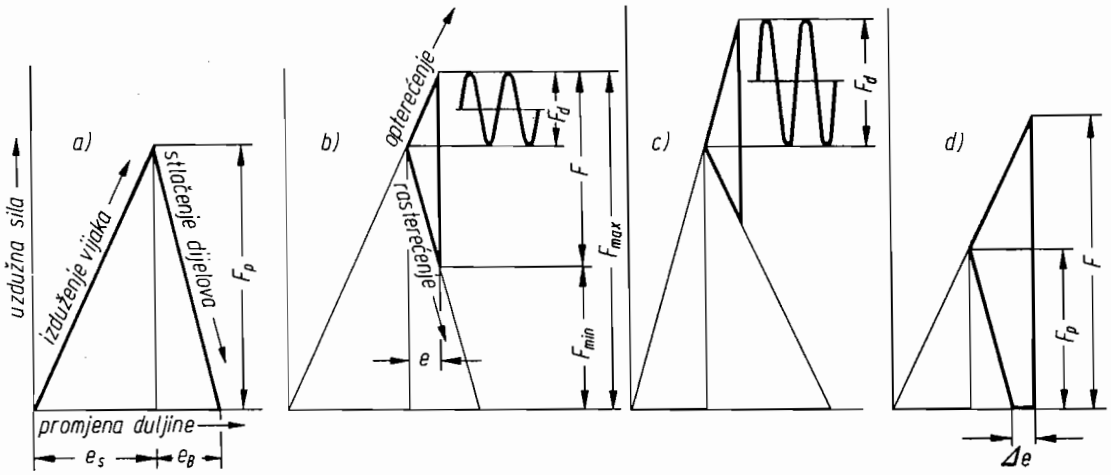
2.1.7. Dijagram deformacija, diferencijalna sila, najveća i najmanja sila

Ako vijčani spoj (slika 109a) pritegnemo silom F_P onda se svornjak vijka rastegne i produži za e_s, a dijelovi spoja stlače i skrate za e_B (slika 109b).

Prednaprezanje spoja prikazuje se grafički tako da linearno nanesemo produženje kao pozitivnu, a skraćenje kao negativnu promjenu oblika (slika 110a). Obje se linije sastaju kod F_P kao zajedničke sile koje djeluju i na vijak i na dijelove u spoju. Nastupi li *pogonsko uzdužno opterećenje* F, koje nastoji da sastavne dijelove odvoji jednog od drugog (slika 109c), vijak će se produžiti za e, dok će se ranije skraćenje dijelova u spoju vratiti za e (slika 110b). Vijak je tada opterećen najvećom silom F_{max}, dok su dijelovi u spoju, naprotiv, opterećeni najmanjom silom F_{min}. Njihovu razliku čini pogonska sila F (slika 110b). Tako nastali dijagram zove se *dijagram deformacija.*



Slika 109. Sile i promjene duljina u vijčanom spoju
a) bez predzatezanja; *b*) predzategnut; *c*) opterećen pogonskom silom



Slika 110. Dijagram sila i deformacija u vijčanom spoju
a) predzatezanje; *b*) opterećen jednosmjerno promjenljivom pogonskom silom, uz veliko produljenje vijka i malo skraćenje spojenih dijelova; *c*) opterećen jednosmjerno promjenljivom pogonskom silom, uz malo produljenje vijka i veliko skraćenje spojenih dijelova; *d*) kod malog predzatezanja i kod velike pogonske sile

Porastom promjenljivog pogonskog opterećenja F raste sila u vijku od F_P na F_{max}, a pri smanjenju pogonske sile vraća se od F_{max} na F_P. Titrajno naprezanje se u vijčanom spoju pojavljuje samo u opsegu diferencijalne sile F_d. Pri malom odnosu e_B/e_S (slika 110b) bit će sile F_{max} i F_d relativno male, a pri velikom odnosu (slika 110c) velike. Iz toga slijedi da su spojevi krutih dijelova s elastičnim vijcima najpovoljniji. Elastični vijci snizuju, u odnosu na krute, naprezanje jezgre.

Ako vijčani spoj samo neznatno prednapregnemo, ali ga opteretimo s toliko velikom pogonskom silom da je sila $F_{min}=0$, onda se u pogonu dijelovi u spoju odvajaju jedan od drugog pa nastaje labav spoj sa zračnošću Δe (slika 110d). Promjenljiva pogonska sila F izazvat će tada neku

vrst udarnog naprezanja, koje vodi k lomu vijka zbog umornosti ili do potpunog gubitka prednaprezanja, a time do odvijanja vijka ili matice. Prednaprezanje mora stoga biti toliko visoko da to ne može nastati, a da i tzv. sjedanje za vrijeme pogona ne škodi spoju. *Za projektne proračune može se uzeti* $F_P \approx 2$ do $3F$.

Povišenje sile iznad sile prednaprezanja je

$$\textit{diferencijalna sila} \quad F_d = F \frac{e_B/e_S}{1+e_B/e_S} \tag{49}$$

Grubim približavanjem može se izračunati *odnos skraćenja i produženje iz odnosa*:

$$e_B/e_S \approx \frac{E_v}{3k_0 \Sigma s} \Sigma \frac{s}{E} \tag{50}$$

E_v u N/mm² modul elastičnosti materijala vijka,
Σs u mm stegnuta dužina dijelova u spoju (sl. 109),
s u mm pojedinačne debljine stegnutih dijelova u spoju,
E u N/mm² modul elastičnosti stegnutih dijelova u spoju,
k_0 faktor oblika ≈ 1 kod krutih vijaka, $\approx d^2/d_f^2$ kod elastičnih vijaka, gdje je d_f smanjeni promjer struka vijka (vidi sl. 106).

U vijčanom spoju bit će onda

$$\textit{najveća sila} \quad F_{max} = F_P + F_d \tag{51}$$

$$\textit{najmanja sila} \quad F_{min} = F_{max} - F \tag{52}$$

2.1.8. Čvrstoća uzdužno opterećenih vijaka

Da bi se izbjegle plastične deformacije, vijak ni na kojem mjestu ne bi trebao biti napregnut preko 0,8 granice tečenja. Budući da je granica tečenja u dijelu vijka koji nosi navoj viša od one u glatkom struku, zbog smanjenja mogućnosti tečenja, vlačna naprezanja računamo u presjeku koji preuzima naprezanja, a koji je i veći od presjeka jezgre, pa je stoga:

vlačno naprezanje u presjeku koji prenosi naprezanje:

$$\sigma = \frac{F_{max}}{A_s} \leqq 0{,}8\ \sigma_T \tag{53}$$

σ u N/mm² vlačno naprezanje u naponskom presjeku,
F_{max} u N najveća sila u vijku prema jednadžbi (51),
A_s u mm² presjek preko kojeg se prenosi naprezanje (vidi tablicu 30),
σ_T u N/mm² najmanja granica tečenja materijala vijka (vidi tablicu 32).

Kod elastičnih vijaka vlačno naprezanje u elastičnom (suženom) struku ne smije doseći granicu tečenja, pa je stoga:

$$\textit{vlačno naprezanje u elastičnom struku} \quad \sigma = F_{max}/A_f \leqq 0{,}8\ \sigma_T \tag{54}$$

σ u N/mm² vlačno naprezanje u elastičnom struku,
A_f u mm² presjek elastičnog struka s promjerom d_f (vidi sl. 106).

Kod dinamičkog naprezanja, dakle kod jednosmjerno ili izmjenično promjenljive pogonske sile (slike 110b i c) bit će amplituda naprezanja svedena

na presjek jezgre, jer kroz taj presjek teče tok sila. Općenito se naprezanje uzima do oko 0,7 od amlitude čvrstoće oblika, pa je prema tome:

$$\textit{amplituda naprezanja} \quad \sigma_a = 0{,}5\, F_d / A_j \leqq 0{,}7\, \sigma_{AO} \tag{55}$$

σ_a u N/mm² amplituda naprezanja u jezgri vijka,
F_d u N diferencijalna sila prema jednadžbi (49),
A_j u mm² presjek jezgre vijka (vidi tablicu 30, str. 85),
σ_{AO} u N/mm² amplituda čvrstoće oblika jezgre vijka prema jednadžbi (56) (vidi i sliku 104).

Grubim približavanjem bit će:

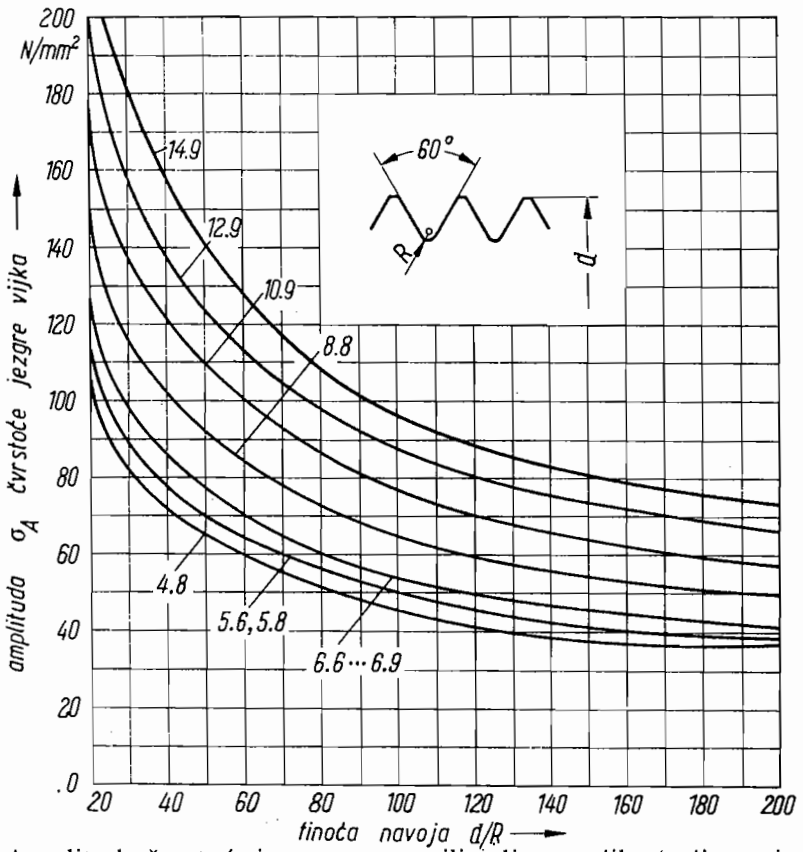
$$\textit{amplituda čvrstoće oblika} \quad \sigma_{AO} \approx k_1 \cdot k_2 \cdot \sigma_A \tag{56}$$

σ_{AO} u N/mm² amplituda čvrstoće oblika jezgre vijka,
k_1 faktor načina izrade prema tablici 34,
k_2 faktor oblika matice prema tablici 34,
σ_A u N/mm² amplituda čvrstoće rezanog ili valjanog vijka prema slici 111 (normalan slučaj).

Tablica 34. Konstrukcioni faktor i faktor matice za vijke (gruba procjena!)

Izrada	rezano ili valjano	profil naknadno tlačen	poboljšan -valjan	profil kaljen	jezgra naknadno valjana
k_1	1	1,2	1,3	1,4	1,6

Matica	tlačna matica	prekrivena matica	matica s utorom	Al-matica	SL-, Bz-matica	vlačna matica
k_2	1	1,05	1,1	1,1	1,15	1,2



Slika 111. Amplituda čvrstoće jezgre rezanog ili valjanog vijka (orijentacioni podaci)

Statički opterećene krute vijke treba računati prema jednadžbi (53), a *statički opterećene elastične vijke* prema jednadžbi (54). *Dinamički opterećeni kruti vijci* računaju se prema jednadžbama (53) i (55), a *dinamički opterećeni elastični vijci* prema jednadžbama (54) i (55).

Kod *čeličnih konstrukcija* ne uzima se u obzir sila prednaprezanja, a za vlačna naprezanja jezgre uzima se pogonska sila sama i uspoređuje s dopuštenim naprezanjem:

$$\textit{vlačno naprezanje jezgre} \quad \sigma_v = F/A_j \tag{57}$$

σ_v u N/mm^2 vlačno naprezanje jezgre samom pogonskom silom,
F u N pogonska uzdužna sila u vijku,
A_j u mm^2 presjek jezgre vijka (vidi tablicu 30).

Dopuštena vlačna naprezanja jezgre samom pogonskom silom, prema tablici 35.

Kod pretežno mirnog opterećenja dovoljno je i u *strojarstvu* prednapregnute vijke računati prema jednadžbi (57). Kao dopušteno vlačno naprezanje jezgre uzima se općenito $\sigma_{vdop} \approx 0{,}65\ \sigma_T$. Pri dinamičkom naprezanju može se za približni proračun s jednadžbom (57) uzeti $\sigma_{vdop} \approx 0{,}3\ \sigma_T$.

Tablica 35. Dopuštena naprezanja (N/mm^2) za vijčane spojeve u građevnim čeličnim konstrukcijama prema DIN 1050 (JUS C.B0.500) i u gradnji dizalica prema DIN 15018, (JUS M.D1.020 do 050) (prijedlog)

Područje gradnje	Naprezanje	Dosjedni vijci DIN 7968 (JUS M.B1.061) 4.6[1]		5.2[2]		Sirovi vijci DIN 7990 (JUS M.B1.068) 4.6[1]		5.2[2]	
		opterećenje H	HZ	opterećenje H	HZ	opterećenje H	HZ	opterećenje H	HZ
Visokogradnja	vlak σ_v	112	112	150	150	112	112		
Dizalice		100	110	140	154	100	100	140	154
Visokogradnja	odrez τ_a	140	160	210	240	112	126		
Dizalice[3]		112	128	168	192	70	80	70	80
Visokogradnja	bočni tlak σ_l	280	320	420	480	240	270		
Dizalice[3]		280	320	420	480	160	180	160	180

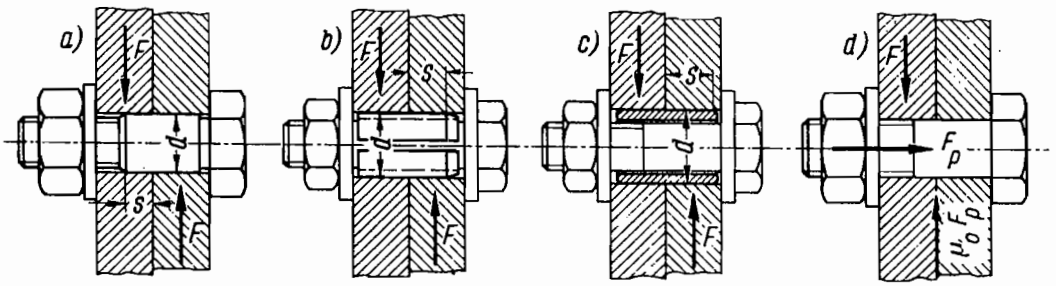
[1]) Za dijelove od St 33, odn. Č. 0000 ili St 37 Č. 0360
[2]) Za dijelove od St 46, Č. 0480 ili St 52, Č. 0561
[3]) Samo za višerezne spojeve; kod jednoreznog ≈ 0.87 od vrijednosti.

2.1.9. Oblikovanje i proračun poprečno opterećenih vijaka

Za prijenos poprečnih sila, na primjer kod dviju polovina spojke, upotrebljavaju se uglavnom:

1. *Dosjedni vijci* DIN 609 i 610 (JUS M.B1.064 i 065), (sl. 112a), u čeličnim konstrukcijama DIN 7968. Struk vijka mora nalijegati prileglim dosjedom u provrt, da zbog zračnosti ne budu prošireni udarima. Zbog njihovog točnog nalijeganja prikladni su i za prijenos promjenljivih sila. Dosjedni vijci fiksiraju spojene dijelova točno jedan prema drugome.

2. *Stezne ljuske* (tuljci) DIN 7346 (lake) i DIN 1481 (teške), od pernog čelika (čelika za opruge) (slika 112b). One su prorezane po duljini i dovoljno je da provrti budu samo bušeni, budući da se elastično naslanjaju na stijene provrta. Njihova elastičnost ublažuje udare.
3. *Elastični tuljci* izrađeni od čelika St 60, Č. 0645 (sl. 112c), moraju, kao i dosjedni vijci, sjesti u provrt prileglim dosjedom, ali mogu prenijeti veće sile nego dosjedni vijci. Nisu obuhvaćeni standardom.
4. *Prolazni vijci* DIN 601, 912 i 931 (JUS M.B1.050, 120 i 051) (slika 112d), koji se moraju toliko snažno pritegnuti da se poprečna sila F prenese trenjem naležnih površina dijelova u spoju. Oni su najjeftiniji, ali nisu prikladni za udarne, a naročito za izmjenično promjenljive sile. Da se osiguraju položaji dijelova u spoju, pogodno je dodati zatike.



Slika 112. Poprečno opterećeni vijčani spojevi
a) dosjedni vijci; *b*) stezne ljuske; *c*) elastični tuljci; *d*) prolazni vijci s maticom

Dosjedni vijci, stezne ljuske i *elastični tuljci* napregnuti su kao zakovice na odrez i naprezanje bokova provrta i stoga je:

$$\textit{naprezanje na odrez} \qquad \tau_a = F/A \tag{58}$$

$$\textit{naprezanje bokova provrta} \qquad \sigma_l = \frac{F}{d \cdot s} \tag{59}$$

F u N	poprečna pogonska sila na jednom vijku,
τ_a u N/mm^2	naprezanje na odrez,
A u mm^2	mjerodavni presjek vijka ili drugih elemenata opterećenih na odrez,
σ_l u N/mm^2	naprezanje bokova provrta,
d u mm	vanjski promjer nosećeg dijela vijka ili elementa opterećenog na odrez,
s u mm	najmanja nosiva duljina na vijku ili elementu opterećenom na odrez.

Dopuštena naprezanja za *visokogradnju* i *gradnju dizalica vidi* u tablici 35. U strojarstvu se može uzeti $\tau_{adop} \approx 0{,}6\ \sigma_T$ za mirno opterećenje $\approx 0{,}4\ \sigma_T$ za promjenljivo opterećenje, ako je σ_T granica tečenja materijala vijka, odnosno elastičnog tuljka. Za naprezanje bokova provrta vrijedi otprilike $\sigma_{ldop} \approx 0{,}75\ \sigma_M$ za mirno opterećenje, $\approx 0{,}6\ \sigma_M$ za jednosmjerno i izmjenično promjenljivo opterećenje. Pri tome je σ_M najmanja vlačna čvrstoća materijala vijka, elemenata opterećenih na odrez ili dijela u spoju. Za stezne ljuske može se, nezavisno od vrste opterećenja, uzeti $\tau_{adop} \approx 300$ N/mm^2, σ_{ldop} pak prema materijalu dijelova u spoju.

Svaki vijak stvara otpor trenja $\mu_0 \cdot F_P$ ako je F_P sila prednaprezanja, a μ_0 koeficijent trenja mirovanja na površinama nalijeganja dijelova u spoju. Ako spoj treba sam da drži otporom trenja, onda pogonska sila F ne smije

porasti na veličinu otpora trenja (opasnost od klizanja!). Pretpostavimo da je za metale $\mu_0 \approx 0{,}12$ tada za taj primjer vrijedi:

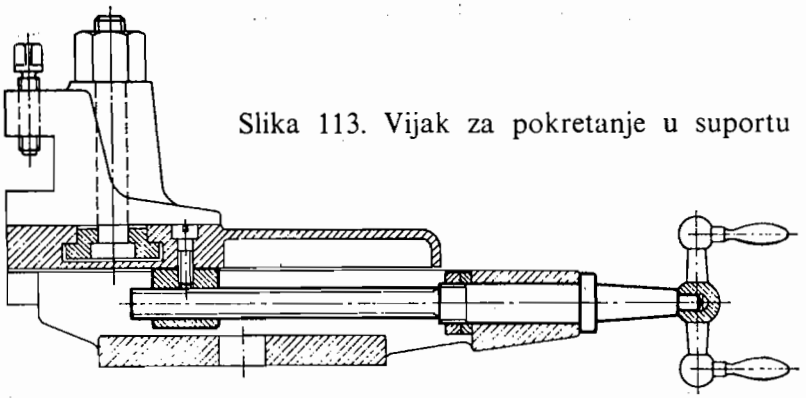
$$\textit{sigurnost prianjanja} \quad S_H = \mu_0 \cdot F_P/F \approx 0{,}12\, F_P/F \geqq 1{,}3 \tag{60}$$

F_p u N sila prednaprezanja vijka [u danom slučaju jednadžba (47)],
F u N pogonska sila za pojedini vijak.

2.2. Pokretni vijci (vijčani pogoni)

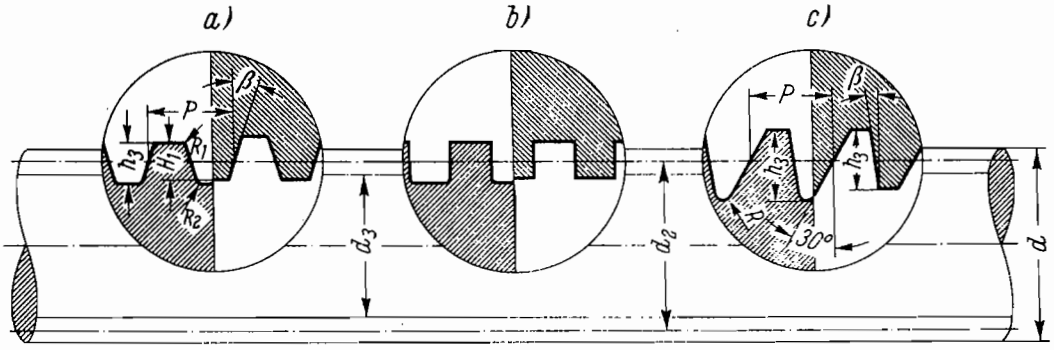
2.2.1. Navoj, materijali

Vijke pomoću kojih se okretno gibanje pretvara u uzdužno nazivamo *vretena*. Takvi su primjerice *matice vretena* na tokarilicama, tlačna vretena na prešama, ventilska vretena na zapornim organima i sl. Jedan primjer pokazuje slika 113.



Slika 113. Vijak za pokretanje u suportu stroja

Budući da oštri navoji imaju premale uspone, vijci za pokretanje najčešće dobivaju *trapezni navoj* DIN 103 (JUS M.B0.060 do 064) (slika 114a, tablica 36 i sl. 115). *Plosnati navoji* (sl. 114b) rade doduše s manje trenja, ali se teže izrađuju. Za plosnati navoj nema standarda i jedva se još upotrebljavaju. Za primanje jednostranih tlačnih sila naročito su prikladni *pilasti navoji* DIN 513 (JUS M.B0.070 do 074) sl. 114c, tablica 36 i sl. 115). Njihovi bokovi, koji leže gotovo okomito na smjer pritiska, bolje primaju uzdužne sile nego šiljati navoji.



Slika 114. Navoj vijka za pokretanje (P korak, β kut profila, h_3 dubina navoja, H_1 nosiva dubina navoja, R polumjer zaobljenja, d promjer navoja, d_3 promjer jezgre, d_2 promjer bokova)
a) trapezni navoj; *b*) plosnat navoj; *c*) pilast navoj

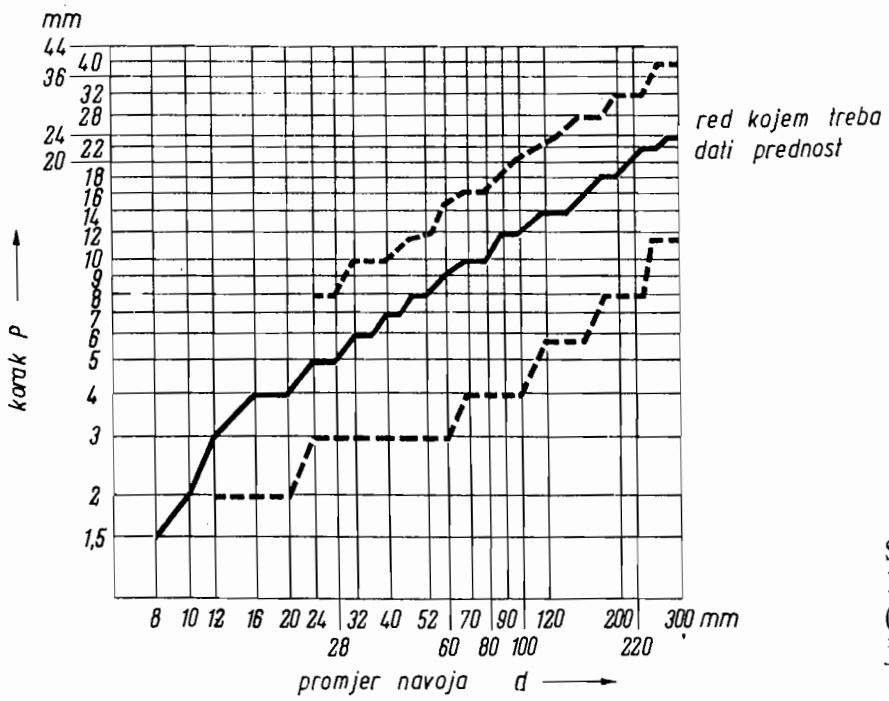
Brže uzdužno gibanje matice vretena možemo postići *viševojnim vretenima* (sl. 116), kod kojih se oko jezgre ovija više navoja (n navoja) jedna uz drugi.

$$Uspon \quad P_h = P \cdot n \tag{61}$$

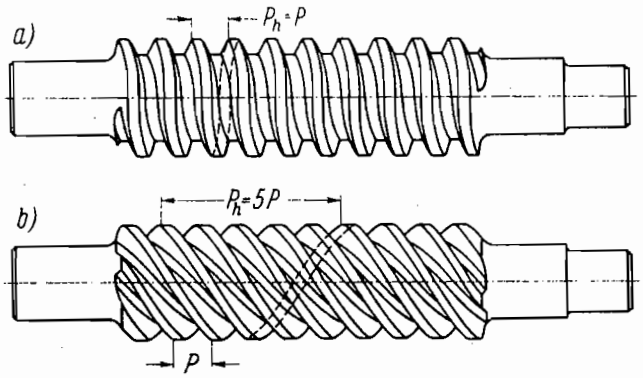
P u mm korak navoja = uspon jednovojnog navoja,
n broj navoja.

Tablica 36. Dimenzije (mm) trapeznog i pilastog navoja

ISO trapezni navoj DIN 103, (JUS M.B0.060 do 064)								**Pilasti navoj** DIN 513 do 515, (JUS M.B0.070 do 074)							
P	h_3	H_1	R_2	P	h_3	H_1	R_2	P	h_3	H_1	R	P	h_3	H_1	R
1,5	0,9	0,75	0,15	14	8	7	1	2	1,74	1,5	0,25	12	10,41	9	1,49
2	1,25	1	0,25	16	9	8	1	3	2,60	2,25	0,37	14	12,15	10,5	1,74
3	1,75	1,5	0,25	18	10	9	1	4	3,47	3	0,50	16	13,88	12	1,99
4	2,25	2	0,25	20	11	10	1	5	4,34	3,75	0,62	18	15,62	13,5	2,24
5	2,75	2,5	0,25	22	12	11	1	6	5,21	4,5	0,75	20	17,33	15	2,48
6	3,5	3	0,5	24	13	12	1	7	6,07	5,25	0,87	22	19,09	16,5	2,73
7	4	3,5	0,5	28	15	14	1	8	6,94	6	0,99	24	20,83	18	2,98
8	4,5	4	0,5	32	17	16	1	9	7,81	6,75	1,12	26	22,56	19,5	3,23
9	5	4,5	0,5	36	19	18	1	10	8,68	7,5	1,24	28	24,30	21	3,48
10	5,5	5	0,5	40	21	20	1								
12	6,5	6	0,5	44	23	22	1								
$d_2 = d - 0{,}5\ P$, $d_3 = d - 2h_3$								$d_2 = d - 0{,}682\ P$, $d_3 = d - 2h_3$							



Slika 115. Kombinacija za ISO-trapezni navoj DIN 103 (JUS M.B0.060 do 064) (vrijedit će vjerojatno i za pilast navoj)

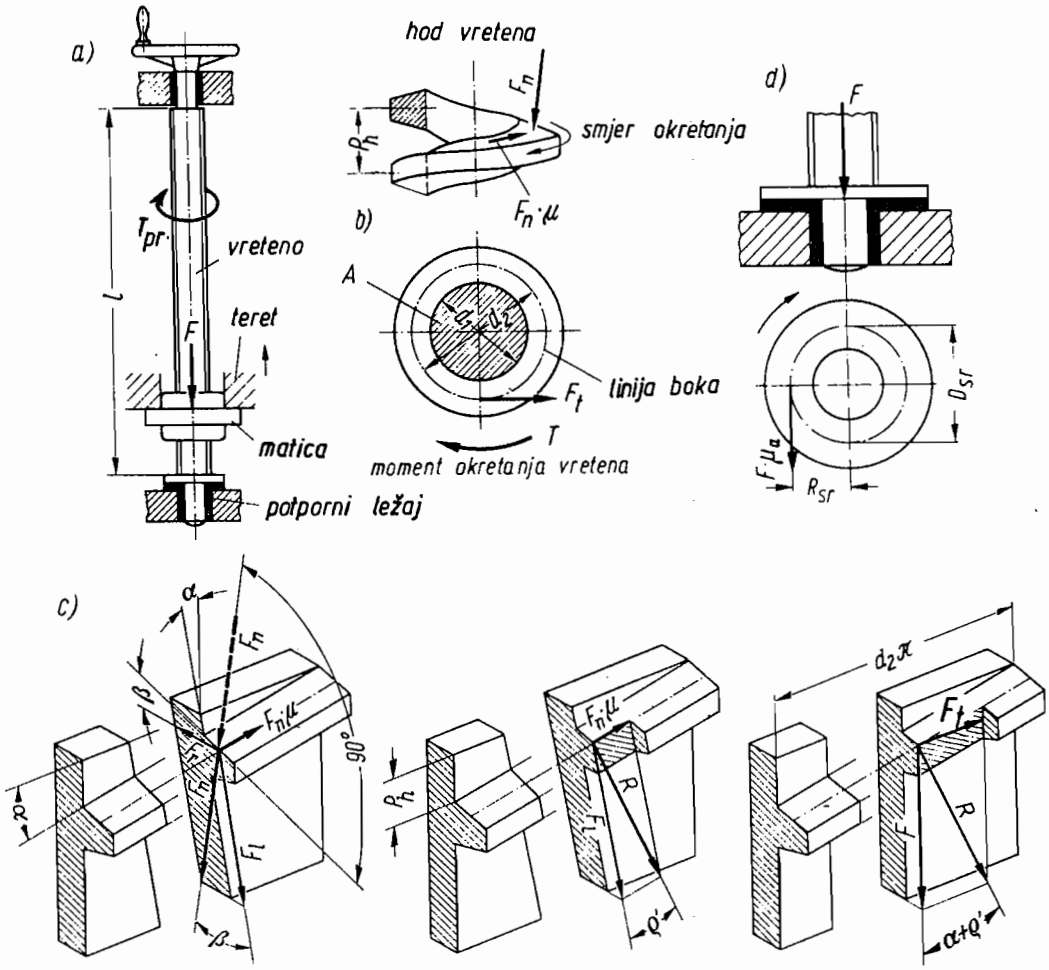


Slika 116. Jednovojni ili viševojni navoji
a) jednovojni trapezni navoj; *b*) peterovojni trapezni navoj

Dobre uvjete klizanja na bokovima stvaraju matice od bronce [Al-bronca DIN 1714 (JUS C.D2.303 i 104), kositrena bronca DIN 1705 i 1716 (JUS C.D2.102 i 305) te crveni lijev DIN 1705. Vidi tablicu 74 i 75 str. 202 i 203] ili sivi lijev kod kaljenih čeličnih vretena.

2.2.2. Sile, trenje, iskoristivost, samokočnost

Na vreteno sa slike 117a tlači matica opterećena pogonskim pritiskom F. Nju treba okretanjem vretena podignuti, tj. treba okretati ručno kolo. Matica se dakle, sama ne okreće, ona podiže npr. teret koji na nju djeluje silom F.



Slika 117. Podizanje tereta s vijkom za pokretanje
a) shema pogona; *b*) hod vretena; *c*) sile matice na razvijenu plohu navoja vretena; *d*) trenje na potpornom ležaju

Navoj matice tlači svojim bokovima na bokove navoja vretena. Uz pretpostavku jednoličnog nošenja svih bokova, zamišljamo da je ukupna sila razdijeljena na pojedine bokove obuhvaćena jednom *normalnom silom* F_n, sa hvatištem u jednoj točki na središnjici boka. Prema tome, ta sila stoji okomito na bok vretena. Zbog prikaza odnosa sila, i to djelovanja sile matice na vreteno, iscrtan je na slici 117b jedan navoj i predočen u razvijenom stanju na slici 117c.

Normalna sila F_n stvara otpor trenja $F_n \cdot \mu$, gdje je μ koeficijent trenja. Sila F_n rastavlja se u normalnu uzdužnu silu F_l i radijalnu silu F_r. Sila F_l daje sa $F_n \cdot \mu$ rezultantu R. Sile F_l i R zatvaraju međusobno kut trenja ϱ'.

Rezultanta R rastavlja se sada na obodnu silu F_t i aksijalnu pogonsku silu F. Da bi se s vretenom ta sila F mogla savladati, treba vreteno na bočnom promjeru d_2 okretati obodnom silom F_t, tj. sa

momentom torzije vretena $T = F_t \cdot r_2$ (62)

T u Ncm moment torzije vretena,
F_t u N obodna sila na srednjem promjeru vretena,
r_2 u cm srednji polumjer $d_2/2$.

Iz slike 117c proizlaze slijedeći geometrijski odnosi:

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \qquad (63) \qquad \tan \varrho' = \frac{\mu}{\cos \beta} \qquad (64)$$

sa $\mu \approx 0{,}03$ do $0{,}05$ s čisto dorađenim i dobro podmazanim bokovima. $\beta = 15°$ kod trapeznog navoja i $\beta = 3°$ kod pilastog navoja.

Obodna sila pri dizanju $F_t = F \cdot \tan(\alpha + \varrho')$ (65)

Kod jednog okreta podigne se teret za uspon P_h i time se obavlja korisna radnja $F \cdot P_h$. Na vretenu je za ovo dizanje potrebna radnja $F_t \cdot d_2 \cdot \pi$. Odnos ovih dviju radnji je

iskoristivost pri dizanju $\eta_h = \frac{F \cdot P_h}{F_t \cdot d_2 \cdot \pi} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \varrho')}$ (66)

Ako na vreteno ne djeluje okretni moment (ručno kolo slobodno), sila F pokrenut će vreteno okretanjem natrag. Budući da je smjer okretanja promijenjen, promijenit će se i otpor trenja, u suprotan smjer. Sila F matice djeluje stoga na vreteno sa:

obodnom silom spuštanja $F_t = F \cdot \tan(\alpha - \varrho')$ (67)

Korisni rad je sada $F_t \cdot d_2 \cdot \pi$, a potrebni rad $F \cdot P_h$. Stoga je

iskoristivost pri spuštanju $\eta_s = \frac{F_t \cdot d_2 \cdot \pi}{F \cdot P_h} = \frac{\tan(\alpha - \varrho')}{\tan \alpha}$ (68)

Ako je $\varrho' \geqq \alpha$, onda je $\tan(\alpha - \varrho') \leqq 0$, tako da je i $\eta_s \leqq 0$. To je *samokočnost* i nijedna, bilo kako velika sila F, nije u stanju vreteno okretati natrag. Spuštanje je onda, kao i pri odvijanju pričvrsnih vijaka, moguće samo okretnim momentom u suprotnu smjeru. Samokočnost je često poželjna kao osiguranje protiv povratnog hoda vretena.

Još treba uzeti u obzir da se vreteno podupire na aksijalni ležaj koji drži ravnotežu pogonskoj sili F. Pri okretanju vretena mora se svladavati i trenje $F \cdot \mu_a$, koje nastaje na površini naslanjanja ojačanja vretena na ležaj (slika 117d). Prema tome, pogonu (ručno kolo) treba dodati daljnji moment okretanja i to:

moment trenja ležaja $T_R = F \cdot \mu_a \cdot R_{sr}$ (69)

T_R u Ncm	moment trenja ležaja,
F u N	opterećenje (pogonska uzdužna sila),
μ_a	koeficijent kliznog trenja na površini naslanjanja ojačanja vretena na ležaj, $\approx 0{,}05$ za dobro podmazivanje mašću, $\approx 0{,}005$ ako je oslonac u valjnom ležaju,
R_{sr} u cm	srednji polumjer oslonca, odnosno ležaja.

Za podizanje matice opterećene silom F treba na ručnom kolu upotrijebiti:

pogonski moment okretanja $T_{pr} = T + T_R = F \cdot \tan(\alpha + \varrho'') r_2 + F \cdot \mu_a \cdot R_{sr}$ (70)

Time se znatno pogoršava stupanj korištenja takvog vijčanog pogona. Pri dizanju se u jednom okretaju obavlja koristan rad $F \cdot P_h$, na ručnom kolu potreban je za to pogonski rad $F_t \cdot d_2 \cdot \pi + F \cdot \mu_a \cdot D_{sr} \cdot \pi$. Odnos ova dva rada vodi nas do ukupne iskoristivosti za vijčani pogon:

ukupna iskoristivost
$$\eta = \frac{1}{\frac{\tan(\alpha + \varrho'')}{\tan \alpha} + \frac{\mu_a \cdot D_{sr} \cdot \pi}{P_h}} \qquad (71)$$

Položaj vretena (vertikalno, horizontalno ili koso) praktički uopće nije važan. Pod dizanjem razumije se u načelu uzdužno gibanje suprotno smjeru sile, a pod spuštanjem uzdužno gibanje u smjeru sile. Umjesto ručnog kola može, naravno, biti i koji drugi pogon, kao motor ili prigon.

2.2.3. Čvrstoća

Presjek jezgre vretena opterećen je uzdužnom pogonskom silom na vlak ili tlak, a momentom okretanja na torziju:

Vlačno ili tlačno naprezanje $\sigma = F/A_j$ (72)

Torziono naprezanje $\tau \approx T_{pr}/0{,}2\, d_3^3$ (73)

σ u N/mm^2	vlačno odnosno tlačno naprezanje u vretenu,
τ u N/mm^2	torziono naprezanje u vretenu,
F u N	pogonska uzdužna sila,
T_{pr} u Nmm	okretni moment, koji opterećuje vreteno prema jednadžbi (70). Ako je potporni ležaj na pogonskoj strani (gore), tada prema jednadžbi (62) treba staviti $T_{pr} = T$,
d_3 u mm	promjer jezgre vretena (tablica 36)

Oba naprezanja sastavljaju se u:

ekvivalentno (reducirano) naprezanje $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ (74)

Prema iskustvu se u normalnom slučaju za *dopušteno ekvivalentno naprezanje* trapeznog navoja može uzimati: $\sigma_{dop} \approx 0{,}2\, \sigma_M$ pri jednosmjernom promjenljivom opterećenju, $\approx 0{,}13\, \sigma_M$ pri izmjenično promjenljivom opterećenju, s vlačnom čvrstoćom materijala vretena σ_M (većinom $\sigma_M = 500$ do 600 N/mm^2).

Zbog malog djelovanja zareza kod pilastog navoja (veće zaobljenje korijena navoja) bit će $\sigma_{dop} \approx 0{,}25\ \sigma_M$ pri jednosmjerno promjenljivom opterećenju i $\approx 0{,}16\ \sigma_M$ pri izmjenično promjenljivom opterećenju.

Na tlak opterećena vretena moraju se kontrolirati još i na sigurnost protiv izvijanja. Slika 118 pokazuje u principu dva gotovo redovita slučaja izvijanja. Sigurnost protiv izvijanju ovisi o stupnju vitkosti vretena, a za čelična vretena vrijedi $\lambda \geqq 90$:

Sigurnost protiv izvijanja po Euleru

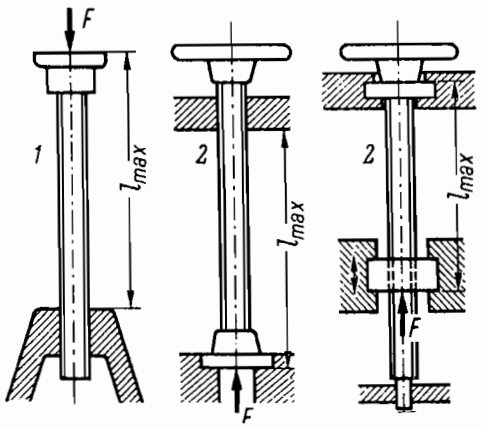
$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \sigma} \geqq 2{,}6 \text{ do } 6 \qquad (75)$$

kod $\lambda < 90$:

Sigurnost protiv izvijanja po Tetmajeru

$$S_K = \frac{\sigma_0 - \lambda \cdot k}{\sigma} \geqq 1{,}7 \text{ do } 4 \qquad (76)$$

E u N/mm^2 modul elastičnosti materijala vretena za čelik ≈ 200000 N/mm^2,
λ stupanj vitkosti vretena, $= 8 l_{max}/d_3$ za način izvijanja 1, $= 4 l_{max}/d_3$ za način izvijanja 2,
σ u N/mm^2 tlačno naprezanje prema jednadžbi (72),
σ_0 u N/mm^2 idealna tlačna čvrstoća kod $\lambda = 0$. Za St 50, (Č. 0545) do St 60 (Č. 0645) je $\sigma_0 \approx 350$ N/mm^2
k u N/mm^2 udio izvijanja $\approx 0{,}6$ N/mm^2 za St. 50 (Č. 0545) do St 60 (Č. 0645).



Slika 118. Uobičajena izvijanja kod vijčanih vretena

Male vrijednosti za sigurnost izvijanja uzimaju se u povremenom pogonu, velike u trajnom pogonu. Osim toga treba obaviti izbor tražene točnosti rada (deformacija za vrijeme pogona). Kod $\lambda < 50$ otpada kontrola na S_k.

Budući da bokovi navoja vretena i matice kližu jedan po drugome, oni se troše. Da bi se trošenje držalo u podnošljivim granicama, *dopušteni je bočni tlak* navoja po iskustvu $p_{dop} \approx 2$ do 7 N/mm^2 za lijevano željezne matice, dok je za brončane matice $p_{dop} \approx 5$ do 15 N/mm^2 (manje vrijednosti u trajnom pogonu, velike vrijednosti u povremenom pogonu ili kod visoko vrijednog materijala matice otpornog na trošenje i kod kaljenih vretena).

Bočni tlak

$$p = \frac{F \cdot P}{m \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \qquad (77)$$

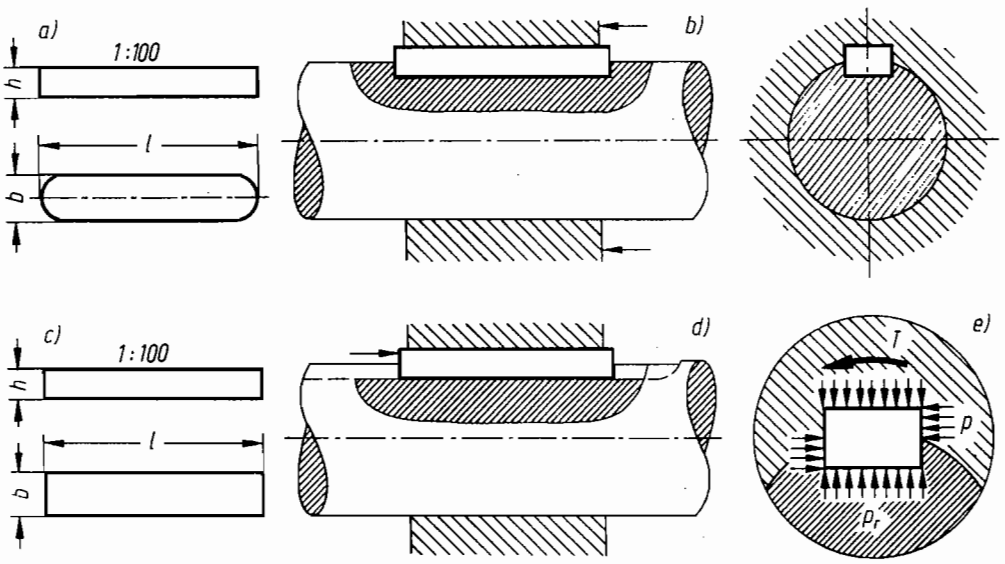
p u N/mm^2 tlak bokova navoja,
F u N pogonska uzdužna sila,
P u mm korak navoja,
m u mm nosiva visina matice,
d_2 u mm srednji promjer navoja,
H_1 u mm nosiva dubina navoja (vidi sl. 114).

2.3. Spojevi glavine

2.3.1. Spojevi uzdužnim klinom

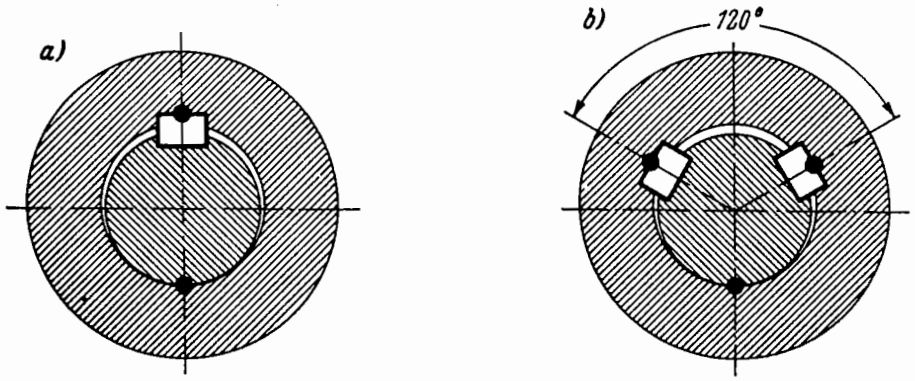
Uzdužni klinovi smješteni su pod prednaprezanjem u utor vratila i glavine i to je spoj ostvaren silom i oblikom. Klinovima se spajaju i torziono povezuju s vratilom remenice, zupčanici, zamašnjaci, koljenčasta vratila, poluge, glavne spojke i sl. Uzdužni su klinovi prikladni za manje i srednje brzine vrtnje (pri većoj brzini vrtnje dolazi do osjetljive neuravnoteženosti). Zbog toga što su neosjetljivi na onečišćenja, upotrebljavaju se uglavnom za poljoprivredne i građevne strojeve i transportne uređaje.

Standardni uzdužni klinovi imaju *nagib* 1:100, tj. na dužini od 100 mm njihova se visina h smanjuje za 1 mm (slike 119a i c). Na slici 119b prikazan je spoj s *uložnim klinom*, a na slici 119d spoj s *utjernim klinom*. Navlačenjem glavine ili zabijanjem klina se trbušnom stranom klina pritiskuje dno utora u vratilu, a hrptom dno utora u glavini (slika 119e). Ovaj radijalni tlak p_r omogućuje prijenos torzionog momenta pomoću veze silom. Radijalni tlak ne mora kod utornih klinova biti dovoljan za ukupni prijenos sile. Naime, ako torzioni moment prijeđe moment prianjanja, onda se i bokovi uzdužnog klina uključe u prijenos torzionog momenta. Torzioni se moment onda prenosi i bokovima u vratilu i glavini površinskim tlakom p.



Slika 119. Spoj uzdužnim klinom
a) uložni klin; *b*) spoj s uložnim klinom; *c*) utjerni klin; *d*) spoj s utjernim klinom; *e*) radijalni tlak klina p_r i bočni tlak p

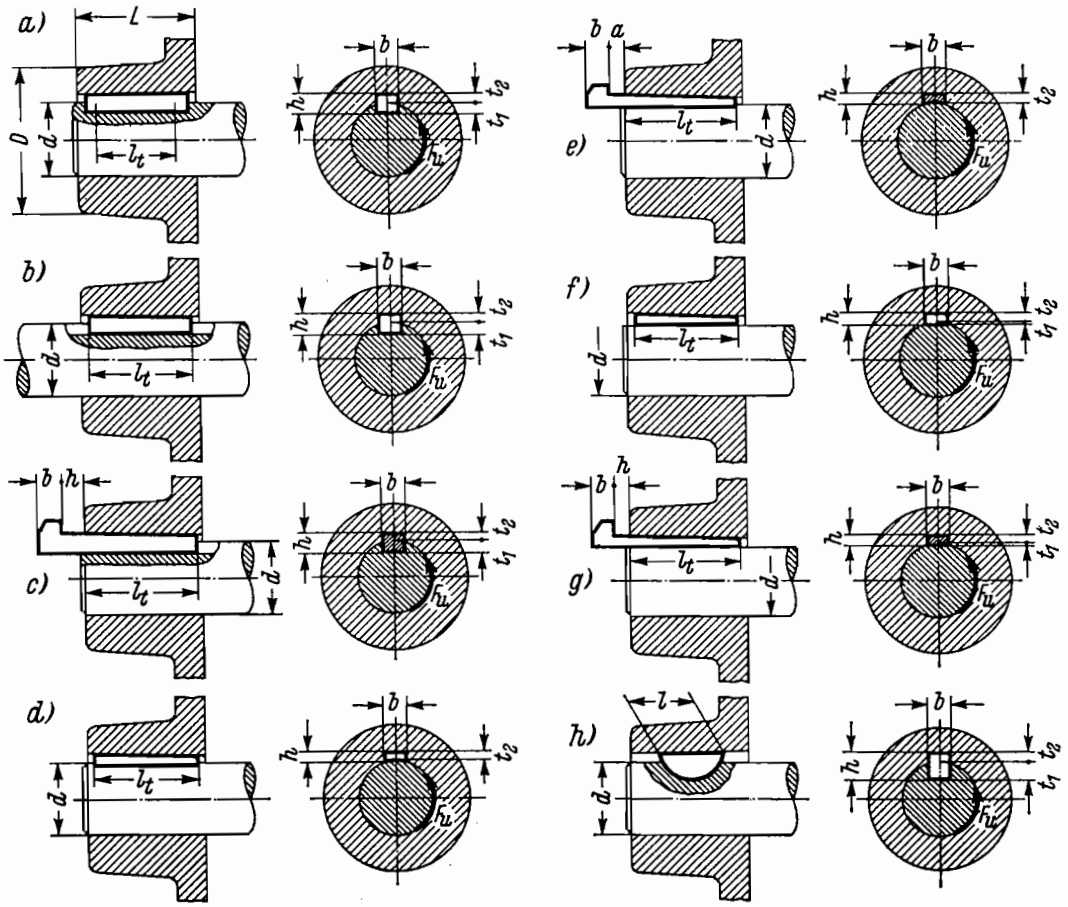
Zabijanjem klina rasteže se glavina, a stlači se vratilo. Zbog toga nisu više centrični jedno prema drugome (sl. 120a). Na mjestu uklinjenja se vratilo i glavina dodiruju posredno preko klina, a na suprotnoj strani dodiruju se neposredno. U tom slučaju to je *dodir u dvije točke*. Stavimo li dva klina koji su odmaknuti za 120°, dobivamo *dodir u tri točke* (sl. 120b), što je povoljno za promjenljivo i udarno opterećenje. Da bi se postigla mala ekcentričnost između vratila i glavine, prikladan je prilegli dosjed.



Slika 120. Ekscentrično sjedanje glavine i vratila nakon uklinjenja: *a*) dodir u dvije točke; *b*) dodir u tri točke

Da bi se smanjilo djelovanje zareza, treba u vratilu i glavini zaobliti bridove korijena utora. Zbog toga su i sa klina skinuti bridovi. *Materijal za klinove* je St 50-1K, Č. 0545.5, a kod visine klina preko $h = 25$ mm je St 60-2K Č. 0645,5.

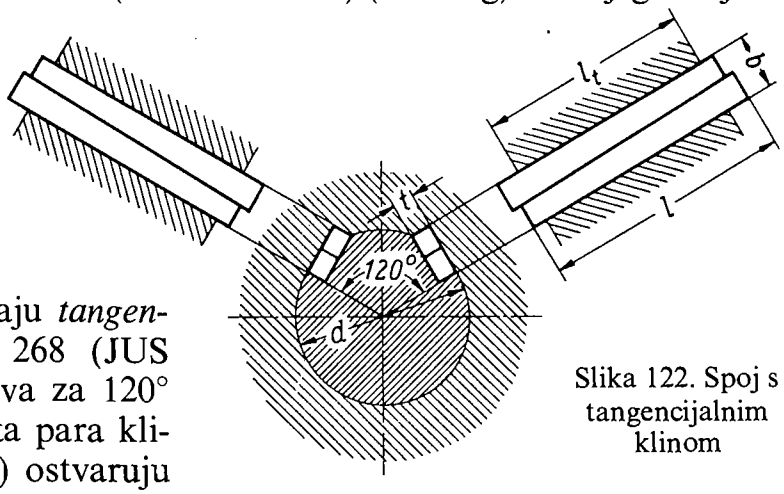
Na slici 121 prikazani su spojevi sa standardnim uzdužnim klinovima:



Slika 121. Uzdužni klinovi

a) uložni klin A DIN 6886 (JUS M.C2.020 i 021); *b*) utjerni klin B DIN 6886 (JUS M.C2.021); *c*) klin s nosom DIN 6887 (JUS M.C2.030, 031); *d*) obao udubljen klin DIN 6881 (JUS M.C2.022); *e*) obao udubljen klin s nosom DIN 6889 (JUS M.C2.032); *f*) plosnat klin DIN 6883 (JUS M.C2.021); *g*) plosnat klin s nosom DIN 6884 (JUS M.C2.031); *h*) segmentno pero DIN 6888 (JUS M.C2.050)

1. *Uložni klin* DIN 6886 (JUS M.C2.021) koji ima okrugle čeone plohe, budući da je utor u vratilu izrađen glodanjem prstastim glodalom (slika 121a). Naziva se klin A. Dimenzije vidi u tablici 37.
2. *Utjerni klin* DIN 6886 (JUS M.C2.021), s ravnim čelima (slika 121 b). Zove se klin B. Dimenzije vidi u tablici 37.
3. *Klin s nosom* DIN 6887 (JUS M.C2.031) ima nos za zabijanje, koji ujedno služi i za njegovo izvlačenje (sl. 121 c)
4. *Obli udubljeni klin* DIN 6881 (JUS M.C2.022). Njegov je trbuh prilagođen obliku vratila, tako da vratilo nema utora. Glavina se može nakliniti na bilo kojem mjestu vratila (sl. 121d). Obli klinovi prenose torzioni moment samo pritiskom sile.
5. *Obli udubljeni klin s nosom* DIN 6889 (JUS M.C2.032) (sl. 121c). Za njega vrijedi sve što je rečeno pod 3 i 4.
6. *Plosnati klin* DIN 6883 (JUS M.C2.021) za koji vratilo treba da bude zaravnano (slika 121f). I plosnati klinovi prenose pretežno pomoću veze silom, ali oni prenose veći moment torzije nego obli udubljeni klinovi.
7. *Plosnati klin s nosom* DIN 6884 (JUS M.C2.031) (sl. 121g). Za njega vrijedi sve što je rečeno pod 3 i 6.
8. *Segmentni klin* dan u standardu DIN 6888 (JUS M. C2.050) sam se podešava prema nagibu utora glavine (sl. 121 h).



Slika 122. Spoj s tangencijalnim klinom

Iznimno mjesto zauzimaju *tangencijalni klinovi* DIN 271 i 268 (JUS M.C2.040 i 041) (sl. 122). Dva za 120° (iznimno za 180°) zaokrenuta para klinova (nagib 1:60 do 1:100) ostvaruju vezu zabijanjem s čela. Obodnu silu preuzima uvijek samo po jedan par tangencijalnih klinova bez obzira na vezu silom između vratila i glavine, tako da svaki par klinova nosi samo u jednom smjeru i smanjuje opterećenje drugog para.

Tablica 37. Dimenzije (mm) za utjerni klin, uložni klin i klin s nosom prema DIN 6886 i 6887, (JUS M.C2.020, 021 i 031) (vidi sl. 121)

d više od	d do	$b \times h$	t_1	t_2	d više od	d do	$b \times h$	t_1	t_2
					85	95	25 × 14	9,0+0,2	4,4+0,2
					95	110	28 × 16	10,0+0,2	5,4+0,2
10	12	4 × 4	2,5+0,1	1,2+0,1	110	130	32 × 18	11,0+0,3	6,4+0,2
12	17	5 × 5	3,0+0,1	1,7+0,1	130	150	36 × 20	12,0+0,3	7,1+0,3
17	22	6 × 6	3,5+0,1	2,2+0,2	150	170	40 × 22	13,0+0,3	8,1+0,3
22	30	8 × 7	4,0+0,2	2,4+0,2	170	200	45 × 25	15,0+0,3	9,1+0,3
30	38	10 × 8	5,0+0,2	2,4+0,2	200	230	50 × 28	17,0+0,3	10,1+0,3
38	44	12 × 8	5,0+0,2	2,4+0,2	230	260	56 × 32	20,0+0,3	11,1+0,3
44	50	14 × 9	5,5+0,2	2,9+0,2	260	290	63 × 32	20,0+0,3	11,1+0,3
50	58	16 × 10	6,0+0,2	3,4+0,2	290	330	70 × 36	22,0+0,3	13,1+0,3
58	65	18 × 11	7,0+0,2	3,4+0,2	330	380	80 × 40	25,0+0,3	14,1+0,3
65	75	20 × 12	7,5+0,2	3,9+0,2	380	440	90 × 45	28,0+0,3	16,1+0,3
75	85	22 × 14	9,0+0,2	4,4+0,2	440	500	100 × 50	31,0+0,3	18,1+0,3

Zbog čvrstoće klinovi se stavljaju na najdeblja smjesta glavine, ako je potrebno ispod paoka, a u dijeljenim glavinama pored naležnih površina. Budući da zbog povremenih neodređeno visokih opterećenja i izradnih odstupanja nije moguće provesti točan proračun čvrstoće, računa se s *bočnim tlakom p*, zanemaruje se prednaprezanje i uspoređuje s dopuštenim iskustvenim vrijednostima. Stoga vrijedi za:

utjerne i uložne klinove

$$p \approx \frac{F_t}{0{,}5 \cdot h \cdot l_t \cdot i} \tag{78}$$

pločaste klinove

$$p \approx \frac{F_t}{t_2 \cdot l} \tag{79}$$

tangencijalne klinove

$$p \approx \frac{F_t}{t \cdot l_t} \tag{80}$$

oble udubljene i plosnate klinove

$$p \approx \frac{F_t}{0{,}1\ b \cdot l_t \cdot i} \tag{81}$$

p u N/mm^2	bočni tlak klina, odn. utora glavine; kod oblih udubljenih i plosnatih klinova radijalni tlak p_r (vidi sl. 119),
F_t u N	obodna sila na vratilu $= T/r$, gdje je T okretni moment koji se prenosi, a $r = d/2$ polumjer vratila,
h u mm	visina klina,
l_t u mm	nosiva duljina,
i	broj klinova na obodu,
t_2 u mm	dubina utora glavine,
l u mm	duljina segmentnih klinova,
t u mm	dubina utora za tangencijalne klinove,
b u mm	širina oblog ili plosnatog klina.

Iskustveni podaci za dopuštene bočne tlakove prema tablici 38.

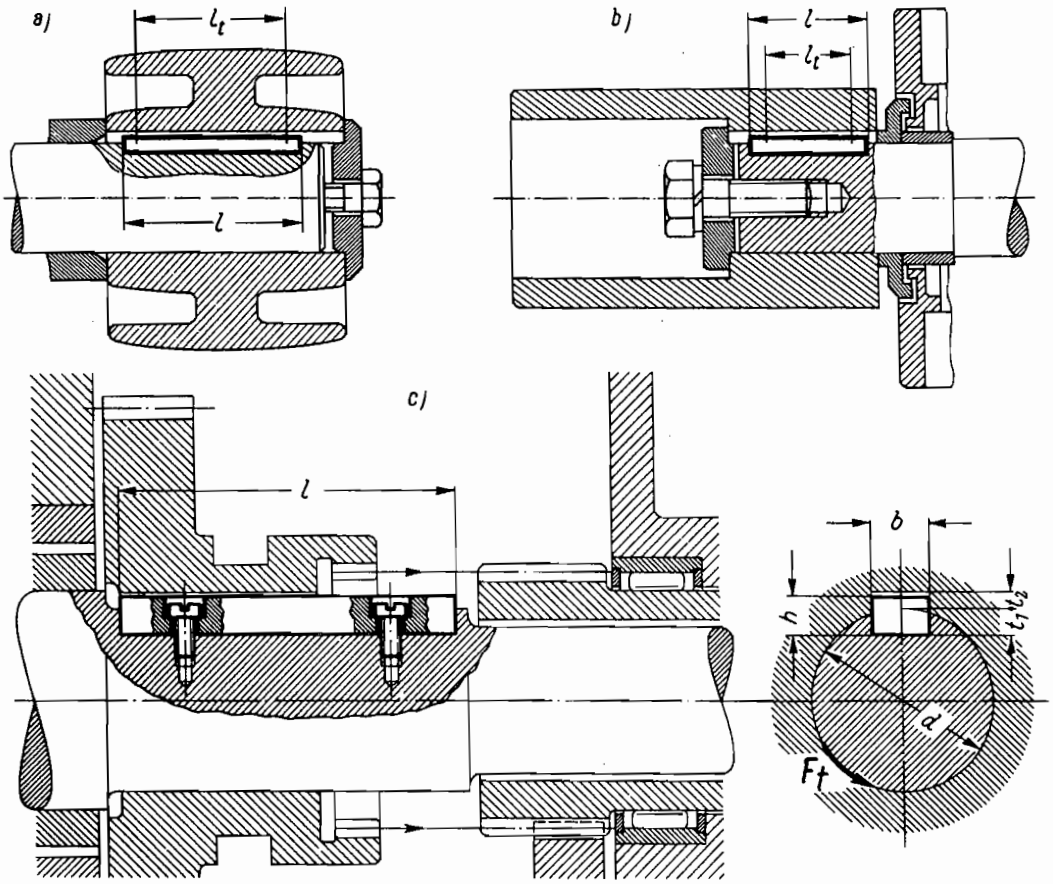
Tablica 38. Iskustveni podaci o dopuštenim površinskim tlakovima (N/mm^2) za spojeve s klinom i spojeve s perom

Dijelovi spoja	pri lakim udarima				pri jakim udarima			
	jednostrano		izmjenično		jednostrano		izmjenično	
	glavina od				glavina od			
	Č	SL	Č	SL	Č	SL	Č	SL
utorni klin, pero	100	60	70	45	80	40	35	20
tangencijalan klin	–	–	140	80	–	–	90	60
zaobljen klin	65	40	33	20	50	25	33	20
plosnat klin	85	50	43	25	70	35	43	25

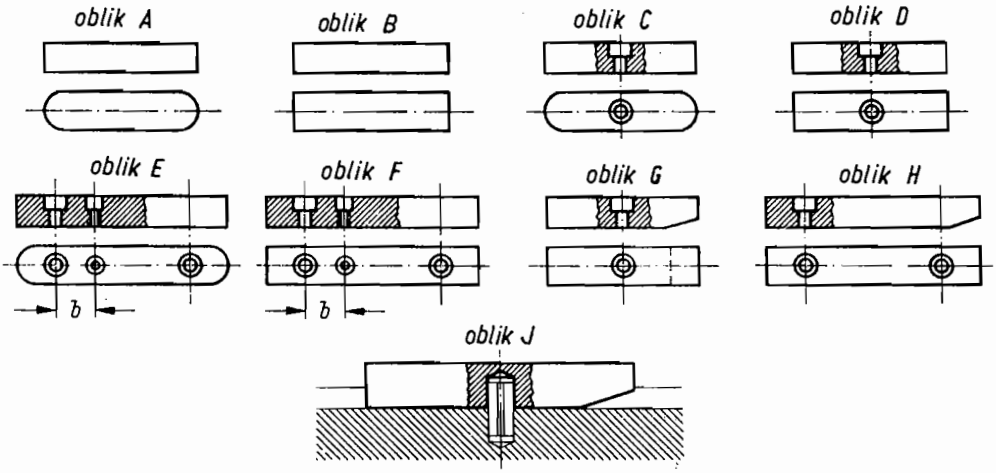
2.3.2. Spojevi perima (klinovi bez nagiba)

Ako se ne može dopustiti ekscentričnost koja nastaje kod spoja s uzdužnim klinovima između glavine i vratila, kao npr. u zupčanim prijenosnicima, onda upotrebljavamo *pera* bez klinastog nagiba s paralelnim trbušnim i hrptenim plohama. Bokovi pera moraju u utoru čvrsto prilijegati da ne bi prigodom vrtnje bili deformirani. Između pera i donje plohe utora glavine ostaje obično zračnost (sl. 123a i b). Pera prenose samo pomoću veze oblikom.

Pera na kojima se za vrijeme pogona moraju glavine pomicati, kao na pr. pomični zupčanici, dobivaju lagan bočni dosjed i učvršćuju se u vratilu cilindričnim vijcima DIN 84 (JUS M.B1.100 do 105) (sl. 123c).



Slika 123. Spojevi s perom: *a*) remenica s vratilom; *b*) vodeća remenica; *c*) aksijalno pomičan zupčanik s vratilom



Slika 124. Oblici pera prema DIN 6885 (JUS M.C2.060 do 062)
oblik A s okruglim čelom bez vijka; *oblik B* s ravnim čelom bez vijka; *oblik C* s okruglim čelom za pritezni vijak; *oblik D* s ravnim čelom za pritezni vijak; *oblik E* s okruglim čelom za dva pritezna vijka i jedan ili dva vijka za vađenje pera od 12 × 8 dalje; *oblik F* s ravnim čelom za dva učvrsna vijka i jedan ili dva vijka za vađenje pera; *oblik G* s ravnim čelom, kosinom i priteznim vijkom; *oblik H* s ravnim čelom, kosinom i dva pritezna vijka; *oblik J* s ravnim čelom, kosinom i steznim tuljcom

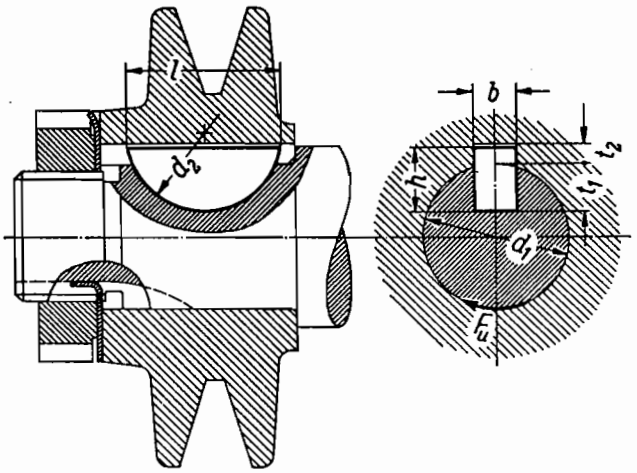
Standardna pera, po DIN 6885 (JUS M.C2.060 do 062) u obliku A do J prikazana su i sređena na slici 124. Oblici E i F imaju provrte s navojem za vijke za istiskivanje, oblici G i J imaju s trbušne strane kosine za alate za vađenje pera. Oblik J osiguran je od pomicanja naponskim zatikom. Dimenzije pera vidi u tablici 39. **Proračun** se vrši kao kod utornih klinova na bočni tlak prema jednadžbi (78), a dopušteni bočni tlakovi prema tablici 38. U pogonu s prekidima mogu se uzeti 1,5 puta veće vrijednosti. Kod većeg broja pera po obodu uputno je vrijednosti množiti sa 0,8 zato što jednako opterećenje svih pera nije vjerojatno.

Tablica 39. Dimenzije (mm) pera prema DIN 6885 (JUS M.C2.060 do 062)

$b \times h$	Za vratilo promjera d		Visok oblik			Visok oblik za alatne strojeve		Vijak za istiskivanje i učvršćenje DIN 84
	više od	do	t_1	sa zračnošću	s prijeklopom	t_1	t_2	
2×2	6	8	1,2+0,1	1,0+0,1	0,5+0,1			
3×3	8	10	1,8+0,1	1,4+0,1	0,9+0,1			
4+4	10	12	2,5+0,1	1,8+0,1	1,2+0,1	3 +0,1	1,1+0,1	
5×5	12	17	3,0+0,1	2,3+0,1	1,7+0,1	3,8+0,1	1,3+0,1	
6×6	17	22	3,5+0,1	2,8+0,1	2,2+0,1	4,4+0,1	1,7+0,1	
8×7	22	30	4,0+0,2	3,3+0,2	2,4+0,2	5,4+0,2	1,7+0,2	M 3× 8
10×8	30	38	5,0+0,2	3,3+0,2	2,4+0,2	6 +0,2	2,1+0,2	M 3×10
12×8	38	44	5,0+0,2	3,3+0,2	2,4+0,2	6 +0,2	2,1+0,2	M 4×10
14×9	44	50	5,5+0,2	3,8+0,2	2,9+0,2	6,5+0,2	2,6+0,2	M 5×10
16×10	50	58	6,0+0,2	4,3+0,2	3,4+0,2	7,5+0,2	2,6+0,2	M 5×10
18×11	58	65	7,0+0,2	4,4+0,2	3,4+0,2	8 +0,2	3,1+0,2	M 6×12
20×12	65	75	7,5+0,2	4,9+0,2	3,9+0,2	8 +0,2	4,1+0,2	M 6+12
22×14	75	85	9,0+0,2	5,4+0,2	4,4+0,2	10 +0,2	4,1+0,2	M 6×15
25×14	85	95	9,0+0,2	5,4+0,2	4,4+0,2	10 +0,2	4,1+0,2	M 8×15
28×16	95	110	10,0+0,2	6,4+0,2	5,4+0,2	11 +0,2	5,1+0,2	M 10×18
32×18	110	130	11,0+0,2	7,4+0,2	6,4+0,2	13 +0,2	5,2+0,2	M 10×20
36×20	130	150	12,0+0,3	8,4+0,3	7,1+0,3	13,7+0,3	6,5+0,3	M 12×22
40×22	150	170	13,0+0,3	9,4+0,3	8,1+0,3	14 +0,3	8,2+0,3	M 12×25
45×25	170	200	15,0+0,3	10,4+0,3	9,1+0,3			M 12×28
50×28	200	230	17,0+0,3	11,4+0,3	10,1+0,3			M 12×30
56×32	230	260	20,0+0,3	12,4+0,3	11,1+0,3			M 12×35
63×32	260	290	20,0+0,3	12,4+0,3	11,1+0,3			M 12×35
70×36	290	330	22,0+0,3	14,4+0,3	13,1+0,3			M 16×40
80×40	330	380	25,0+0,3	15,4+0,3	14,1+0,3			M 16×45
90×45	380	440	28,0+0,3	17,4+0,3	16,1+0,3			M 20×50
100×50	440	500	31,0+0,3	19,5+0,3	18,1+0,3			M 20×55
Nizak oblik								
5×3	12	17	1,9+0,1	1,2+0,1	0,8+0,1			
6×4	17	22	2,5+0,1	1,6+0,1	1,1+0,1			
8×5	22	30	3,1+0,2	2 +0,1	1,4+0,1			M 3×8
10×6	30	38	3,7+0,2	2,4+0,1	1,8+0,1			M 3×10
12×6	38	44	3,9+0.2	2,2+0,1	1,6+0,1			M 4×10
14×6	44	50	4 +0,2	2,1+0,1	1,4+0,1			M 5×10
16×7	50	58	4,7+0,2	2,4+0,1	1,7+0,1			M 5×10
18×7	58	65	4,8+0,2	2,3+0,1	1,6+0,1			M 6×12
20×8	65	75	5,4+0,2	2,7+0,1	2 +0,1			M 6×12
22×9	75	85	6 +0,2	3,1+0,2	2,4+0,1			M 6×15
25×9	85	95	6,2+0,2	2,9+0,2	2,2+0,1			M 8×15
28+10	95	110	6,9+0,2	3,2+0,2	2,4+0,1			M 10×18
32×11	110	130	7,6+0,2	3,5+0,2	2,7+0,1			M 10×20
36×12	130	150	8,3+0,2	3,8+0,2	3 +0,1			M 12×22

pri čvrstom dosjedu: utor u vratilu *b* P9, u glavini *b* P9
pri lakom dosjedu: utor u vratilu *b* J9, u glavini *b* N9.

U gradnji alatnih strojeva i motornih vozila prevladava jeftino *segmentno pero* DIN 6888 JUS M.C2.050) (sl. 125, tablica 40). *Proračun* pomoću jednadžbe (79) i tablice 39.



Slika 125. Spojevi segmentnim perom prema DIN 6888 (JUS M.C2.050)

Tablica 40. Dimenzije (mm) segmentnog pera DIN 6888, (JUS M.C2.050) (sl. 125)

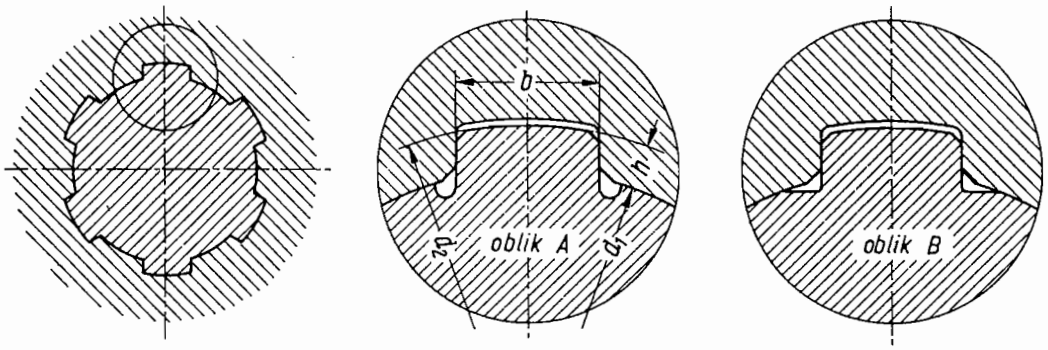
$b \times h$	Sprega I za promjer vratila d_1 više od	do	Sprega II za promjer vratila d_1 više od	do	$d_2+0,5$	l	t_1 Red A	t_1 Red B	t_2 Red A	t_2 Red B
1 × 1,4	3	4	6	8	4	3,82	1 +0,1	1 +0,1	0,6+0,1	0,6+0,1
1,5× 2,6	4	6	8	10	7	6,76	2 +0,1	2 +0,1	0,8+0,1	0,8+0,1
2 × 2,6	6	8	10	12	7	6,76	1,8+0,1	1,8+0,1	1 +0,1	1 +0,1
2 × 3,7	6	8	10	12	10	9,66	2,9+0,1	2,9+0,1	1 +0,1	1 +0,1
3 × 3,7	8	10	12	17	10	9,66	2,5+0,1	2,8+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 × 5	8	10	12	17	13	12,65	3,8+0,1	4,1+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 × 6,5	—	—	12	17	16	15,72	5,3+0,1	5,6+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
4 × 5	10	12	17	22	13	12,65	3,5+0,1	4,1+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 × 6,5	10	12	17	22	16	15,72	5 +0,1	5,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 × 7,5	—	—	17	22	19	18,57	6 +0,1	6,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
5 × 6,5	12	17	22	30	16	15,72	4,5+0,1	5,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 × 7,5	12	17	22	30	19	18,57	5,5+0,1	6,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 × 9	—	—	22	30	22	21,63	7 +0,2	7,9+0,2	2,2+0,1	1,3+0,1
6 × 7,5	17	22	30	38	19	18,57	5,1+0,1	6 +0,3	2,6+0,1	1,7+0,1
6 × 9	17	22	30	38	22	21,63	6,6+0,1	7,5+0,1	2,6+0,1	1,7+0,1
6 ×11	—	—	30	38	28	27,35	8,6+0,2	9,5+0,2	2,6+0,1	1,7+0,1
8 × 9	22	30	38	—	22	21,63	6,2+0,2	7,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
8 ×11	22	30	38	—	28	27,35	8,2+0,2	9,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
8 ×13	—	—	38	—	32	31,43	10,2+0,2	11,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
10 ×11	30	38	38	—	28	27,35	7,8+0,2	9,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 ×13	30	38	38	—	32	31,43	9,8+0,2	11,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 ×16	—	—	38	—	45	43,08	12,8+0,2	14;1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1

Sprega I vrijedi kada segmentno pero kao dosjedni klin prenosi moment okretanja.
Sprega II vrijedi kada segmentno pero služi jedino za učvršćenje položaja.

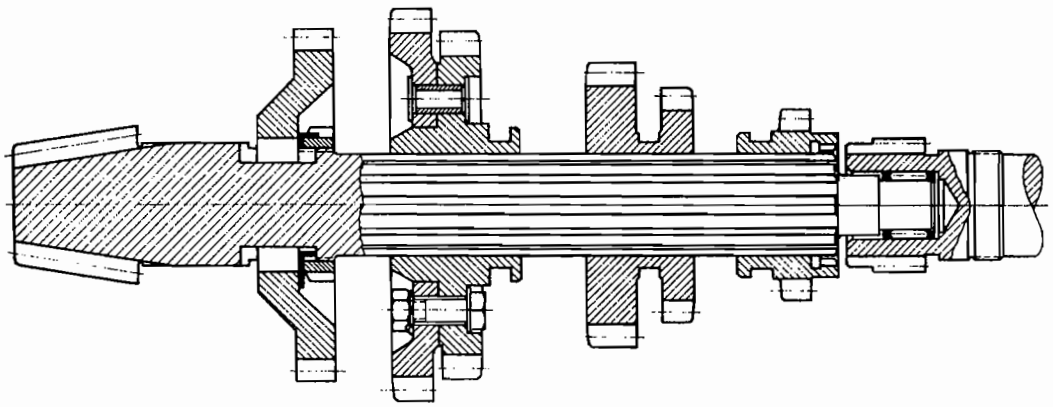
Redu A (visok utor glavine) treba dati prednost. Slaže se sa DIN 6885, (JUS M.C2.060) visok oblik.
Redu B (nizak utor glavine) slaže se sa DIN 6885, (JUS M.C2.062) visok oblik za alatne strojeve.

2.3.3. Spojevi s klinastim vratilima

Klinasta vratila imaju po opsegu parni broj visokih „klinova", koje treba shvatiti kao pera (slika 126). Laka izvedba klinastih vratila obuhvaćena je standardom DIN 5462 (JUS M.C1.420), srednja izvedba DIN 5463, (JUS M.C1.421), a teška izvedba DIN 5464. Klinasta vratila za alatne strojeve DIN 5471 (JUS M.C1.440) za 4 klina i DIN 5472 (JUS M.C1.441) za 6 klinova. Ime klinasto vratilo ostalo je iz nekadašnje oznake „klinovi bez nagiba" za pera. Za razliku od pera, simetrični presjek klinastog vratila onemogućava jednostrano pritezanje glavine. Klinasta vratila su izmjenljiva i vrlo točno centriraju glavine na vratila. Razne visokoučinske tehnologije izrade održavaju troškove proizvodnje na srazmjerno niskoj razini. Slika 127 pokazuje kao primjer vratilo prijenosnika tegljača na kojem su smješteni pomični zupčanici.



Slika 126. Profil klinastog vratila i klinaste glavina

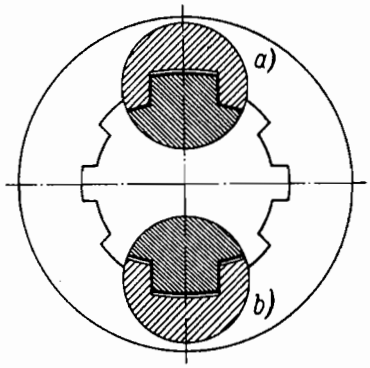


Slika 127. Klinasto vratilo kao vratilo prijenosnika

Centriranje glavine na vratilu izvodi se najčešće na slijedeći način:

1. *Unutrašnje centriranje* (slika 128a) je najtočnije. Dolazi isključivo u obzir za alatne strojeve.
2. *Bočno centriranje* (slika 128b), sa zračnošću između promjera provrta i vratila. Ovaj način centriranja teže se izvodi nego unutrašnje centriranje. Zbog točnog nalijeganja bokova naročito je prikladan za udarna i izmjenična opterećenja.

Iz tablice 41 vidljive su *dimenzije*, a iz tablice 42 *dosjedi* za spojeve s klinastim vratilima.



Slika 128. Centriranje klinastih profila
a) unutarnje centriranje; *b*) centriranje bokova

Tablica 41. Dimenzije (mm) profila klinastih vratila i glavina (sl. 126)

Lagan red DIN 5462, odn. JUS M.C1.420			Srednji red DIN 5463, odn. JUS M.C1.421			Težak red DIN 5464		
Oznaka[1])	*b*	Centriranje	Oznaka[1])	*b*	Centriranje	Oznaka[1])	*b*	Centriranje
6×23×26	6	Unutarnje	6×11×14	3		10×16×20	2,5	
6×26×30	6	centriranje	6×13×16	3,5	Unutarnje	10×18×23	3	Unutarnje ili
6×28×32	7		6×16×20	4	centriranje	10×21×26	3	bočno
			6×18×22	5		10×23×29	4	centriranje
8×32×36	6		6×21×25	5		10×26×32	4	
8×36×40	7		6×23×28	6		10×28×35	4	
8×42×46	8		6×26×32	6		10×32×40	5	
8×46×50	9		6×28×34	7		10×36×45	5	
8×52×58	10					10×42×52	6	
8×56×62	10	Unutarnje	8×32×38	6		10×46×56	7	
8×62×68	12	ili bočno	8×36×42	7	Unutarnje ili			
10×72×78	12	centriranje	8×42×48	8	bočno	16× 52× 60	5	
10×82×88	12		8×46×54	9	centriranje	16× 56× 65	5	
10×92×98	14		8×52×60	10		16× 62× 72	6	Bočno
10×102×108	16		8×56×65	10		16× 72× 82	7	centriranje
10×112×120	18		8×62×72	12		20× 82× 92	6	
			10×72×82	12		20× 92×102	7	
			10×82×92	12		20×102×115	8	
			10×92×102	14		20×112×125	9	
			10×102×112	16				
			10×112×125	18				

Za alatne strojeve, unutarnje centriranje				
4 klina DIN 5471, JUS M.C1.440 oznaka[1])		6 klinova DIN 5472, JUS M.C1.441 oznaka[2])		
11×15×3	36×42×12	21×25×5	46×52×12	82× 95×16
13×17×4	42×48×12	23×28×6	52×60×14	88×100×16
16×20×6	46×52×14	26×32×6	58×65×14	92×105×20
18×22×6	52×60×14	28×34×7	62×70×16	98×110×20
21×25×8	58×65×16	32×38×8	68×78×16	105×120×20
24×28×8	62×70×16	36×42×8	72×82×16	115×130×20
28×32×10	68×78×16	42×48×10	78×90×16	130×145×24
32×38×10				

[1]) Oznaka = broj klinova × unutarnji promjer d_1 × vanjski promjer d_2.
[2]) Oznaka = unutarnji promjer d_1 × vanjski promjer d_2 × širina klina b.

„Klinovi" vratila su, kao i pera, opterećeni na *bočni tlak*. Zbog neizbježivih izradnih odstupanja nose samo 75 do 90 % klinova. Uzevši to u obzir, računaju se kao utorni klinovi i pera, pa vrijedi:

Bočni tlak

$$p \approx k \frac{F_t}{h \cdot l_t \cdot i} \qquad (82)$$

p u N/mm^2	bočni tlak klinova, odnosno utora glavine,
k	faktor nošenja $\approx 1{,}35$ kod unutarnjeg centriranja, $\approx 1{,}15$ kod bočnog centriranja,
F_t u N	obodna sila na vratilu $= T/r_1$, gdje je T okretni moment, koji se prenosi, a $r_1 = d_1/2$ polumjer vratila,
h u mm	nosiva visina klina $= 0{,}5\,(d_2 - d_1)$,
l_t u mm	nosiva dužina spoja,
i	broj klinova po obodu.

Tablica 42. Dosjedi za klinasta vratila i klinaste glavine prema DIN 5465, (JUS M.C1.410 i 415)

Dosjedi za vratilo i glavinu			b Glavina nekaljena	b Glavina kaljena	d_1 Glavina kaljena i nekaljena	d_2 Glavina kaljena i nekaljena
glavina	za unutarnje i bočno centriranje		D 9	F 10	H 7	H 11
vratilo[3])	unutarnje centriranje[4])	vratilo pomično u glavini	f 9 **h 8** j 7[5]) k 7[6])	d 9 **e 8** f 7	e 8 **f 7** g 6	a 11
		vratilo čvrsto u glavini	**p 6** s 6 s 6[5]) u 6[6]) u 6	**h 6** j 6 j 6[5]) k 6[6]) m 6	**j 6** k 6 m 6 n 6	
	bočno centriranje	vratilo pomično u glavini	**h 8** j 7 k 7 n 6	**e 8** f 7 g 6 –	–	a 11
		vratilo čvrsto u glavini	**u 6** – –	**k 6** m 6 n 6	–	

[3]) Deblje tiskanim vrijednostima treba dati prednost. Za veće ili za manje zahtjeve na točnost biraju se ostale vrijednosti.
[4]) Pri unutarnjem centriranju pokazalo se korisnim odabirati širinu klina b u ovisnosti o toleranciji unutarnjeg promjera d_1 klinastog vratila. U tablici su pod „unutarnje centriranje" u susjednim stupcima navedene tolerancije za širinu klina b koje pripadaju tolerancijama unutarnjeg promjera d_1 . Primjerice, pri toleranciji f 7 za unutarnji promjer klinastog vratila d_1 treba za širinu klina b nekaljene glavine birati toleranciju h 8.
[5]) Za područje od 1 do 6 mm.
[6]) Za područje od 6 do 18 mm.

Dopušteni bočni pritisci prema tablici 38, za pera. Proračun presjeka vratila na savijanje i torziju vidi u 4.3.2. i 4.3.3.

2.3.4. Spojevi sa zupčastim vratilima

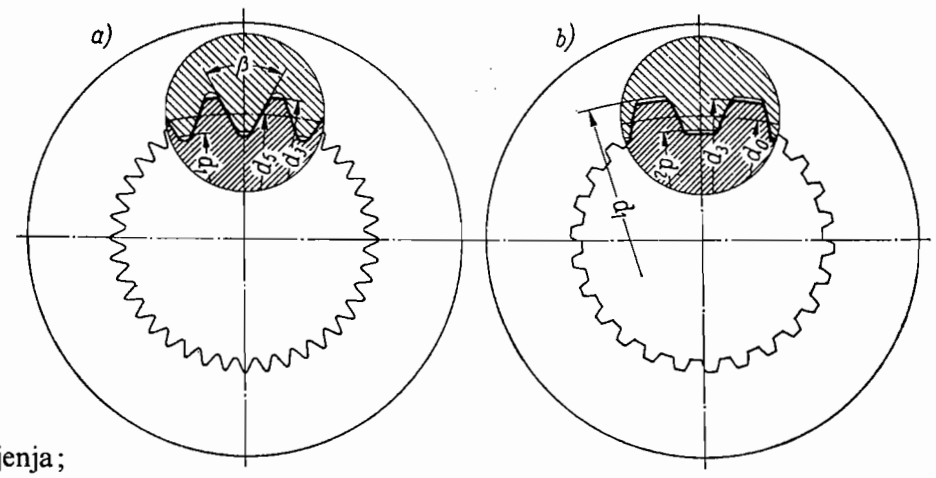
Umjesto klinova mogu biti i zubi. Uobičajene profile zuba prikazuje slika 129, i to slika 129a *trokutasti zupčasti profil* DIN 5481 (JUS M.C1.511), s trokutastim zubima (tablica 43), a slika 129b *evolventni zupčasti profil* DIN 5480 (JUS M.C1.511) (tablica 44). Velik broj zubi može prenijeti i velike udarne sile. Povoljna je i mogućnost premještanja glavina od zuba do zuba, npr. za podešavanje poluga. Ozubljenja se mogu ekonomično proizvoditi odvalnim glodanjem. Uobičajeno je *centriranje na bokovima.* Kod evolventnih profila

zuba moguće je i unutarnje i vanjsko centriranje. Kao primjer upotrebe slika 130 pokazuje pneumatsku lamelnu tarnu spojku kod koje unutarnje lamele *a* zahvataju u zupčasto vratilo, a vanjske lamele *b* u zupčastu glavinu s evolventnim profilom.

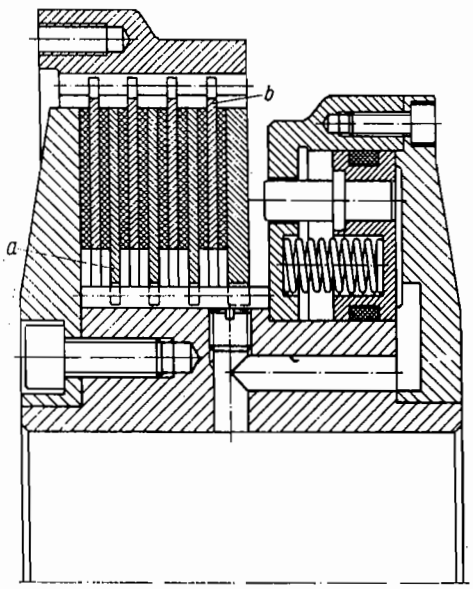
Tablica 43. Dimeznije (mm) trokutastog zupčastog profila

Trokutasti zupčasti profil DIN 5481 (JUS M.C1.511)											
Oznaka[1])	d_1	d_3	d_5	z	$\beta°$	Oznaka[1])	d_1	d_3	d_5	z	$\beta°$
7×8	6,9	8,1	7.5	28		60×65	60	65	61,5	41	
8×10	8,1	10,1	9	28		65×70	65	70	67,5	45	
10×12	10,1	12	11	30		70×75	70	75	72	48	
12×14	12	14,2	13	31		75×80	75	80	76,5	51	
15×17	14,9	17,2	16	32		80×85	80	85	82,5	55	
17×20	17,3	20	18,5	33		85×90	85	90	87	58	
21×24	20,8	23,9	22	34		90×95	90	95	91,5	61	
26×30	26,5	30	28	35	60°	95×100	95	100	97,5	65	55°
30×34	30,5	34	32	36		100×105	100	105	102	68	
30×40	36	39,9	38	37		105×110	105	110	106,5	71	
40×44	40	44	42	38		110×115	110	115	112,5	75	
45×50	45	50	47,5	39		115×120	115	120	117	78	
50×55	50	54,9	52,5	40		120×125	120	125	121,5	81	
55×60	55	60	57,5	42							

[1]) Primjer označavanja: Trokutasto ozubljenje 12×14 DIN 5481 (JUS M.C1.511)



Slika 129. Profili ozubljenja;
a) trokutast profil; *b*) evolventni profil



Slika 130. Lamelna spojka s pneumatskim ukapčanjem (*Stromag GmbH*, Unna/Westf.)

Proračun se vrši kao kod klinastog spoja prema:

tlaku na bokove

$$p \approx k \frac{F_t}{h \cdot l_t \cdot z} \tag{83}$$

p u N/mm^2	tlak na bokove zubi,
k	faktor nosivosti ≈ 2 kod trokutastog ozubljenja, $\approx 1{,}35$ kod evolventnog ozubljenja,
F_t u N	obodna sila na vratilu $= T/r_5$ odn. $= T/r_0$, gdje je T prenosivi okretni moment, a $r_5 = d_5/2$ odn. $r_0 = d_0/2$,
h u mm	nosiva visina zuba $= 0.5\,(d_3 - d_1)$ kod trokutastog profila, $= 0{,}5\,(d_3 - d_2)$ kod evolventnog profila zuba,
l_t u mm	nosiva duljina spoja,
z	broj zubi.

Tablica 44. Dimenzije (mm) evolventnih zubaca zupčastog profila (navedene su samo one koje prvenstveno valja upotrijebiti)

Spojevi zupčastih vratila s evolventnim bokovima zuba DIN 5480, (JUS M.C1.511)

$m = 0{,}8$ mm		$m = 1{,}25$ mm		$m = 2$ mm		$m = 3$ mm		$m = 5$ mm		$m = 8$ mm	
d_1	z	d_1	z	d_1	z	d_1	z	d_1	z	d_1	z
6	6	17	12	35	16	55	17	85	16	160	18
7	7	18	13	37	17	60	18	90	16	170	20
8	8	20	14	38	18	65	20	95	18	180	21
9	10	22	16	40	18	70	22	100	18	190	22
10	11	25	18	42	20	75	24	105	20	200	24
12	13	28	21	45	21	80	25	110	21	210	25
14	16	30	22	47	22	85	27	120	22	220	26
15	17	32	24	48	22	90	28	130	24	240	28
16	18	35	26	50	24	95	30	140	26	250	30
17	20	37	28	55	26	100	32	150	28	260	31
18	21	38	29	60	28	105	34	160	30	280	34
20	23	40	30	65	31	110	35	170	32	300	36
22	26	42	32	70	34	120	38	180	34	320	38
25	30	45	34	75	36	130	42	190	36	340	41
28	34	47	36	80	38	140	45	200	38	360	44
30	36	48	37			150	48	210	40	380	46
32	38	50	38					220	42	400	48
								240	46	420	51
								250	48	440	54
								260	50	450	55
								280	54	460	56
										480	58
										500	61

d_1 = nazivni promjer u mm, m = modul u mm

$d_0 = z \cdot m$ $\quad d_2 = d_1 - 2m$ $\quad d_3 = d_1 - 0{,}2m$

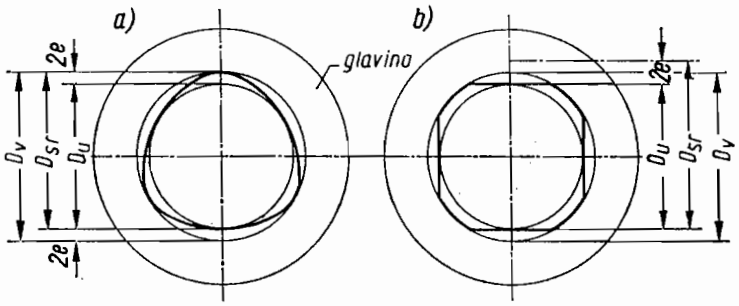
Primjer označavanja ozubljenja s $d_1 = 120$ mm i $m = 3$: Zupčasta glavina 120×3 DIN 5480

Dopušteni tlakovi na bokove prema tablici 38. Proračun presjeka vratila na savijanje i torziju vidi u 4.3.2. i 4.3.3.

2.3.5. Spoj s poligonim profilnim vratilima

Dok se kod klinastih i zupčastih spojeva vratila prenosivost okretnog momenta postiže preko izbočina na vratilu (klinovi, zubi), kod poligonih profila (sl. 131) raste prenosivost kontinuirano. Profili se mogu iznutra i izvana izrađivati u kvaliteti dosjeda 6, tako da je osigurano točno centriranje. Budući da se na površini ne nalaze nikakve izbočine, jedva da može doći do zareznih naprezanja. Tablica 45 sadrži izmjere *profila P3 za nalegli i čvrsti dosjed*, te izmjere *profila PC4 za klizni i čvrsti dosjed*, prema podacima tvornice

Fortuna—Werke, Stuttgart. Slika 132 kao primjer prikazuje lopatice duhaljke povezane poligonim profilima.



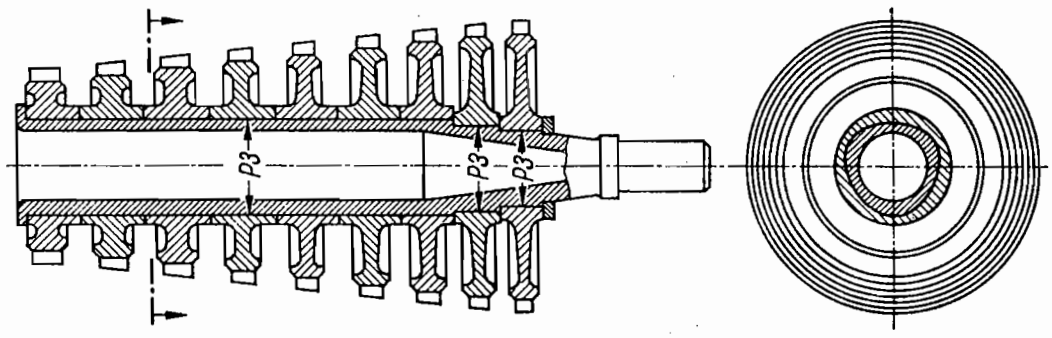
Slika 131. Poligoni profil: *a*) P3 za nalegli i čvrsti dosjed; *b*) PC4 za klizni i čvrsti dosjed

Tablica 45. Dimenzije (mm) i dosjedi za poligone profile (prema Fortuna-Werke, Stuttgart – Bad Cannstadt)

Profil P 3								Profil PC 4							
D_{sr}	e	D_v	D_u	D_{sr}	e	D_v	D_u	D_{sr}	e	D_v	D_u	D_{sr}	e	D_v	D_u
13	0,45	13,9	12,1	40	1,4	42,8	37,2	14,2	1,6	14	11	52	6	45	40
14	0,44	14,88	13,12	45	1,6	48,2	41,8	17	2	16	13	55	6	50	43
16	0,5	17,0	15,0	50	1,8	53,6	46,4	19	2	18	15	60	6	55	48
18	0,56	19,12	16,88	55	2,0	59,0	51,0	23	3	20	17	65	6	60	53
20	0,63	21,26	18,74	65	2,45	69,9	60,1	24	3	22	18	72	6	70	60
22	0,7	23,4	20,6	72	2,8	77,6	66,4	31	5	25	21	86	8	80	70
25	0,8	26,6	23,4	80	3,4	86,8	73,2	34	5	28	24	96	8	90	80
28	0,9	29,8	26,2	90	4,0	98,0	82,0	35	5	30	25	106	8	100	90
32	1,12	34,24	29,76	100	4,5	109	91,0	40	5	35	30				
36	1,25	38,5	33,5					47	6	40	35				

	Dosjed		
	klizni	prilegli	čvrsti
provrt	H 6, H 7	H 6, H 7	H 6, H 7
vratilo	f 7, g 6, j 6	h 6, k 6	m 6, p 6, s 6

Primjer označavanja profila P 3 odn. PC 4 sa $D_{sr} = 50$ mm i $e = 1{,}8$ mm:
Vratilo ili glavina poligonog profila P 3 50 × 1,8 odn. PC 4 50 × 1,8.



Slika 132. Poligonim profilima P3 povezane lopatice duhaljke

Okretnim momentom tlače vratilo i glavina jedno na drugo:

najveći površinski tlak

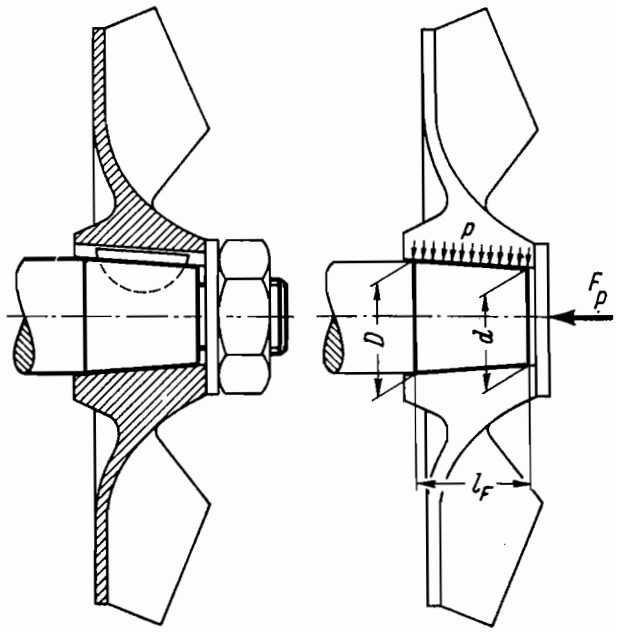
$$p \approx \frac{F_t}{(k \cdot e \cdot \pi + 0{,}1\, D_{sr})\, l_t} \qquad (84)$$

p u N/mm^2	najveći površinski tlak
F_t u N	obodna sila na vratilu $= T/r_{sr}$ gdje je T prijenosni torzioni moment i $r_{sr} = D_{sr}/2$ srednji promjer vratila,
k	koeficijent profila $= 1{,}5$ kod profila P3, $= 2$ kod profila PC4,
e u mm	ekscentričnost profila prema tablici 45.
D_{sr} u mm	srednji promjer profila prema tablici 45,
l_1 u mm	nosiva duljina profila.

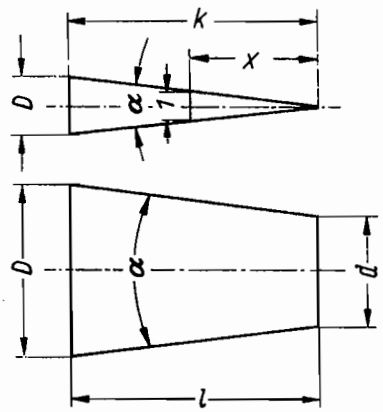
Kao orijentacija za izbor *dopuštenih površinskih tlakova* može se uzeti $p_{dop} \approx 0{,}8\ \sigma_T$ za čelične glavine, $\approx 0{,}8\ \sigma_M$ za sivi lijev. Proračun presjeka vratila na savijanje i torziju vidi u 4.3.2. i 4.3.3.

2.3.6. Konični spojevi

Konusi sami od sebe centriraju glavine koje na njima sjede (slika 133). Mogu se spajati bez zračnosti ako unutarnji i vanjski konus vrlo točno naliježu jedan na drugoga. Prema DIN 254 *konus* $1:x = D:k$ označuje opadanje promjera konusa na dužini x za 1 mm (sl. 134). Taj odnos daje kod krnjeg stožca $(D-d):l = 1:x$. Kut α zove se *kut konusa.* Pod *nagibom konusa* razumijeva se nagib $1:2x$ izvodnice konusa, a $\alpha/2$ je *kut nagiba konusa* (stošca).



Slika 133. Konusni spoj



Slika 134. Koničnost

Konični završeci vratila s konusom 1:10 za pričvršćavanje zupčanika i spojki obuhvaćeni su standardom DIN 749 i 750 za pomoćne strojeve DIN 73031, a za pumpe za podmazivanje sa DIN 746. Za držače alata upotrebljava se *metrički konus* 1:20 ili *Morseov konus* 1:19,002 do 1:20,047 (DIN 228, JUS K.D0.011 i DIN 233)

Ako pritegnemo spoj silom F_p, na primjer pritezanjem vijčanog spoja prema slici 133, onda na dodirnim plohama (plaštu stošca) nastaje veza silom, s tlakom naležnih površina p. S tom vezom pomoću sile može se prenijeti

okretni moment. Segmentno pero prema slici 133 služi jedino za osiguranje položaja glavine u obodnom smjeru. Što je manji nagib konusa, to je veći dodirni tlak na naležnim površinama. Ako uzmemo u obzir otpor trenja na plaštu konusa koji se suprotstavlja pritezanju spoja u njegovu uzdužnom smjeru, onda je:

tlak naležnih površina

$$p \approx \frac{F_p}{\pi \cdot D_F \cdot l_F \cdot \tan\left(\varrho + \frac{\alpha}{2}\right)} \tag{85}$$

p u N/mm²	tlak naležnih površina konusa,
F_p u N	sila prednaprezanja pri osjetljivom pritezanju vijčanog spoja prema jednadžbi (47), strana 97,
D_F u mm	srednji promjer naležnih površina $=0{,}5\,(D+d)$,
l_F u mm	aksijalna duljina naležnih površina (nosive površine),
ϱ	kut trenja $\approx 6°$ kod obrađenih naležnih površina, tj. $\tan\varrho=\mu\approx 0{,}1$,
α	kut konusa, $\tan\frac{\alpha}{2}=\frac{D-d}{2l}$.

S tlakom p na naležnim površinama spoj se može računati kao prešani stezni spoj (vidi 1.6, izrazi (37) do (43), strane 78 do 80). Ako nam je poznat okretni moment koji treba prenijeti, možemo izračunati obodnu silu $F_t = T/R_F$, sa $R_F = D_F/2$. Iz obodne sile slijedi potreban tlak naležnih površina $p = \frac{F_t \cdot S_H}{v \cdot \pi \cdot D_f \cdot l_f}$, gdje je $S_H \approx 1{,}3$ sigurnost steznog spoja, a v koeficijent prianjanja steznog spoja (tablica 28; strana 80). Iz jednadžbe (85) može se izračunati sila prednaprezanja F_p vijčanog spoja.

Samokočnost nastaje kada je $\alpha \leqq 2\varrho$ ili $\tan\alpha \leqq 2\mu$ pa se prema tome kod popuštanja vijčanog spoja konični spoj ne bi sam od sebe rastavio i spoj bi ostao čvrsto stegnut. Za rastavljanje trebala bi dakle još jedna sila F_L suprotna sili prednaprezanja F_p.

2.3.7. Spojevi sa steznim glavinama

Za razliku od steznih spojeva, kod stezne glavine se tlak p na površinama nalijeganja ne postizava prijeklopom, nego stezanjem glavine na vratilo pritezanjem vijka. Slika 135 prikazuje *stezne spojeve*, od kojih je jedan s podijeljenom, a drugi s razrezanom glavinom. Ti su spojevi prikladni za kontinuirano uzdužno i poprečno podešavanje glavine. Budući da je veličina tlaka površina nalijeganja dosta nesigurna, razrezani stezni spojevi upotrebljavaju se samo kod relativno malih i jednoličnih okretnih momenata.

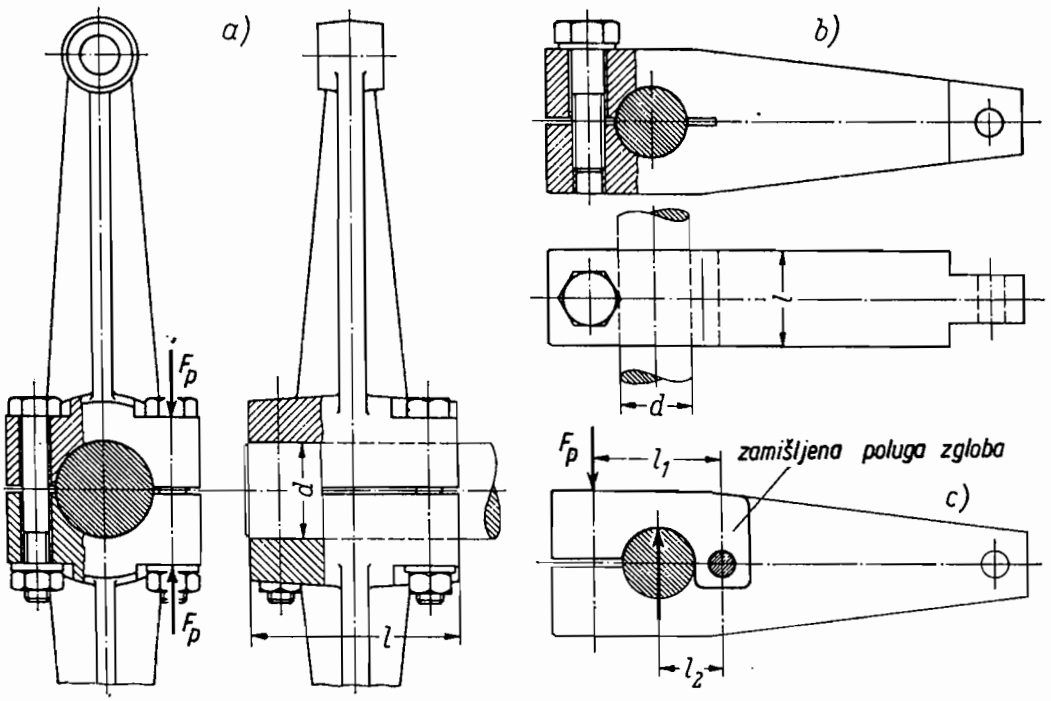
Prema slici 135 je:

tlak naležnih površina kod dijeljene glavine

$$p \approx \frac{F_p \cdot i}{d \cdot l} \tag{86}$$

p u N/mm²	tlak naležnih površina,
F_p u N	sila prednaprezanja jednog vijka,
i	broj vijaka,
d u mm	promjer vratila,
l u mm	stegnuta duljina.

Dodirni tlak kod razrezanih glavina (sl. 135b) može se samo približno izračunati, jer je elastičnost glavine ovisna posebno o njezinom obliku (kruta izvedba nepovoljna je!). Korijen ureza može se zamisliti kao zglob (sl. 135c), a stezne čeljusti kao jednokrake poluge.



Slika 135. Spoj sa steznom glavinom
a) s dijeljenom glavinom; *b*) sa zarezanom glavinom; *c*) skica za proračun zarezane stezne glavine

Prema tome bit će

$$\textit{tlak površina nalijeganja razrezane glavine} \qquad p \approx \frac{F_p \cdot i}{d \cdot l} \cdot \frac{l_1}{l_2} \qquad (87)$$

p, F_p, i, d, l vidi legendu uz izraz (86),
l_1, l_2, u mm poluge prema slici 135c.

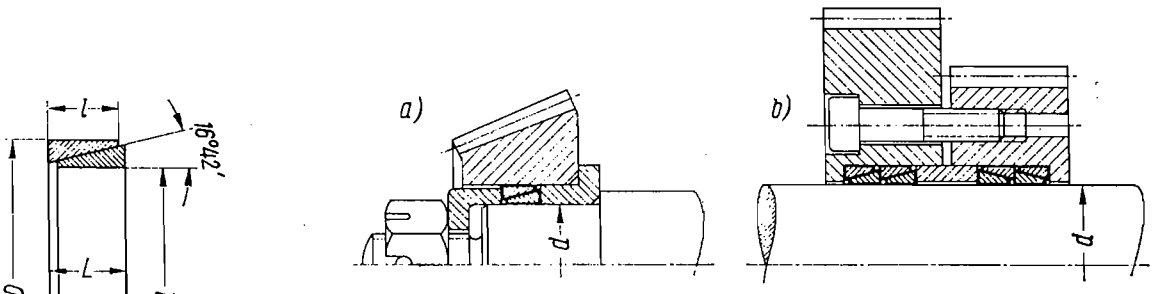
S tlakom površina nalijeganja mogu se spojevi proračunati kao *navučeni* [vidi 1.6, jednadžba (37) do (43), strana 78 do 80], ako stavimo $D_F = d$. Zbog nesigurnosti proračuna preporučuje se *sigurnost steznog spoja* $S_H \geqq 1{,}8$.

Da bi se prilikom pritezanja vijka spriječilo predsavijanje dijelova glavine prije dodira s vratilom, treba za vratilo i glavinu predvidjeti *nalegli dosjed.* Samo uz tu pretpostavku vrijede jednadžbe (86) i (87). Uobičajeni *materijali za glavinu* su: čelik, čelični lijev, temper lijev, lijevano željezo. Treba provjeriti *naprezanje na savijanje* u opasnom presjeku.

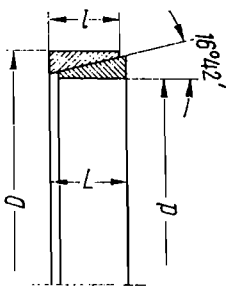
2.3.8. Spojevi steznim elementima

Prstenaste opruge (sl. 136) kao stezni elementi za spajanje bez zračnosti vratila i glavine pomoću veze silom, imaju dva stožasta prstena, koji ulaze jedan u drugi, izrađena od poboljšanog specijalnog čelika. Aksijalnim tlakom vijka prsteni

se radijalno šire, a površinski tlak p koji time nastaje izaziva, kao kod steznog spoja (vidi 1.6.) otpor trenja prianjanja, koji prenosi okretni moment. Na taj se način mogu sigurno protiv okretanja učvrstiti zupčanici, zamašnjaci, remenice, lančanici, kočione ploče, grebeni za pokretanje i upravljanje, glavine, spojke i sl. (sl. 137).



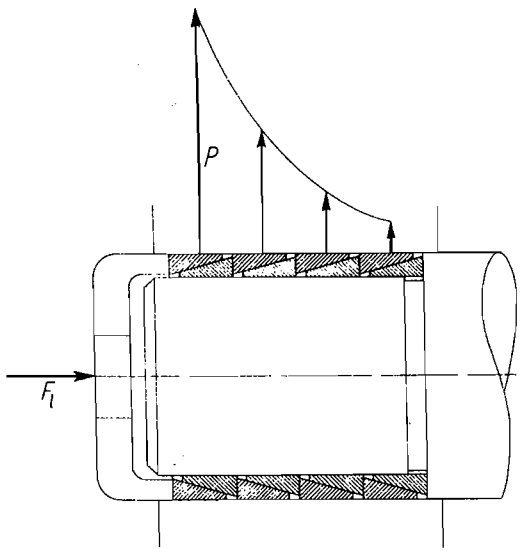
Slika 137. Spojevi prstenastim steznim elementima *a*) s jednim steznim vijkom; *b*) sa više vijaka



Slika 136. Prstenaste opruge kao stezni elementi (*Ringspann KG*, Bad Homburg)

Za pritezanje spoja može se, već prema izboru, predvidjeti jedan ili više steznih vijaka (sl. 137). Polje tolerancije provrta glavine treba birati H7 do $D=44$ mm, preko toga H8, polje tolerancije vratila h6 do $d=38$ mm, iznad toga h8.

U nepritegnutom stanju između provrta i prstena, te između prstena i vratila, postoji zračnost, *ugradbena zračnost*. Uzdužna stezna sila F_0 širi vanjski prsten, a sužuje unutarnji i uklanja najprije ugradbenu zračnost. Tek nakon povećanja uzdužne sile na F_0+F_p stvara se površinski tlak p, tj. F_p je efektivna zatezna sila.



Slika 138. Raspodjela tlaka na elemente smještene jedan iza drugoga

Ako jedan stezni element nije dovoljan, mogu se ugraditi više elemenata jedan iza drugoga, tako da se uzdužna sila prenosi na ostale elemente. Na osnovi zakona trenja, od elementa do elementa smanjuju se uzdužna zatezna sila a time i površinski tlak p (slika 138). *Ne isplati se stoga ugrađivanje više od tri do četiri elementa*!

U tablici 46 je, osim dimenzija steznih elemenata, navedeno još i slijedeće:
- potrebna *uzdužna sila* F_0 za prevladavanje ugradbene zračnosti,
- korisni dio *zatezne sile* F_w za stvaranje pritiska od 1 N/mm² na dodirnim površinama između prvog unutarnjeg prstena i vratila,
- dio *otpora* F_h, tj. otpor trenja prvog steznog elementa u uzdužnom smjeru uz dodirni tlak od 1 N/mm², koji će pri djelovanju uzdužne pogonske sile spriječiti klizanje u uzdužnom smjeru,
- dio *okretnog momenta* T_h, tj. okretni moment trenja prvog steznog elementa uz površinski tlak od 1 N/mm², koji će pri djelovanju pogonskog okretnog momenta spriječiti klizanje u obodnom smjeru.

Da bi se na prvom elementu dobio površinski tlak p potrebna je za to

pritezna sila vijka $F_1 = F_0 + F_w \cdot p$ (88)

F_1 u N — ukupna sila pritezanja svih steznih vijaka zajedno, neovisno o broju elemenata smještenih jedan za drugim,

F_w u $\frac{\text{N}}{\text{N/mm}^2} = \text{mm}^2$ — korisni dio zatezne sile (tablica 46),

p u N/mm² — poželjni, odnosno potrebni tlak površina nalijeganja u spoju na prvom elementu.

Prema tome će za spoj biti:

prenosivi okretni moment $T = k \cdot T_h \cdot p$ (89)

aksijalna sila koja se može prenijeti $F_a = k \cdot F_h \cdot p$ (90)

T u Nm — najveći okretni moment spoja koji se može prenijeti,

F_a u N — najveća aksijalna sila spoja koju možemo prenijeti,

k — faktor smanjenja prema broju jednog iza drugog ugrađenih elemenata. Za $n=1$ je $k=1$, za $n=2$ je $k=1{,}55$, za $n=3$ je $k=1{,}86$, za $n=4$ je $k=2$ (n = broj elemenata spoja),

T_h u $\frac{\text{Nm}}{\text{N/mm}^2} = \text{m mm}^2$ — dio okretnog momenta (tablica 46),

F_h u $\frac{\text{N}}{\text{N/mm}^2} = \text{mm}^2$ — dio otpora (tablica 46).

S tlakom površina nalijeganja p u spoju treba postupati kao s navučenim spojem (vidi 1.6, jednadžbe (41) do (43), strana 80), tj. treba računski ispitati da li su normalna naprezanja u glavini (vanjski dio) i u vratilu (unutarnji dio) ostala ispod granice elastičnosti materijala. Možemo se, međutim, približiti na 0,8 granice tečenja. I za vanjski dio preporučuje se računanje s tlakom površina nalijeganja p unutarnjeg dijela, premda je na vanjskom dijelu taj tlak nešto manji.

Proizvođači tvrde da se izračunati okretni moment T sigurno prenosi i kod promjenljivog opterećenja. Potrebno je međutim ipak predvidjeti stanovitu sigurnost, tj. najveći pogonski okretni moment povisiti za 10 %.

Tablica 46. Tehnički podaci o prstenastim steznim elementima (prema *Ringspann KG*, Bad Homburg)

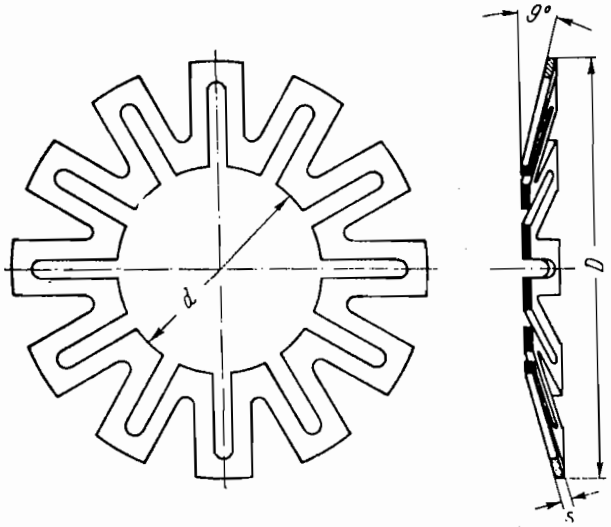
$d \times D$ mm	L mm	l mm	F_0 kN	F_w mm²	F_h mm²	T_h m · mm²
6 × 9	4,5	3,7	–	32,4	7,2	0,022
7 × 10	4,5	3,7	–	37,8	8,4	0,029
8 × 11	4,5	3,7	–	43,0	9,6	0,038
9 × 12	4,5	3,7	7,6	57,0	12,7	0,057
10 × 13	4,5	3,7	6,95	63,0	14,0	0,070
12 × 15	4,5	3,7	6,95	75,0	16,7	0,10
13 × 16	4,5	3,7	6,45	81,5	18,1	0,12
14 × 18	6,3	5,3	11,2	126	28,0	0,20
15 × 19	6,3	5,3	10,7	135	30,0	0,22
16 × 20	6,3	5,3	10,1	144	31,9	0,25
17 × 21	6,3	5,3	9,5	153	34,0	0,29
18 × 22	6,3	5,3	9,1	162	36,0	0,32
19 × 24	6,3	5,3	12,6	171	37,9	0,36
20 × 25	6,3	5,3	12,0	180	40,0	0,40
22 × 26	6,3	5,3	9,0	198	44,0	0,48
24 × 28	6,3	5,3	8,3	216	48,0	0,58
25 × 30	6,3	5,3	9,9	225	50,0	0,62
28 × 32	6,3	5,3	7,4	252	56,0	0,78
30 × 35	6,3	5,3	8,5	270	60,0	0,90
32 × 36	6,3	5,3	7,8	288	64,0	1,0
35 × 40	7	6	10,1	356	79,0	1,4
36 × 42	7	6	11,6	366	82,0	1,5
38 × 44	7	6	11,0	387	86,0	1,6
40 × 45	8	6,6	13,8	450	99,5	2,0
42 × 48	8	6,6	15,6	470	104	2,2
45 × 52	10	8,6	28,2	660	146	3,3
48 × 55	10	8,6	24,6	700	156	3,7
50 × 57	10	8,6	23,5	730	162	4,0
55 × 62	10	8,6	21,8	800	178	4,9
56 × 64	12	10,4	29,4	990	220	6,1
60 × 68	12	10,4	27,4	1 060	235	7,0
63 × 71	12	10,4	26,3	1 110	248	7,8
65 × 73	12	10,4	25,4	1 150	256	8,3
70 × 79	14	12,2	31.0	1 450	320	11,2
71 × 80	14	12,2	31,0	1 470	326	11,6
75 × 84	14	12,2	34,6	1 550	344	12,9
80 × 91	17	15	48,0	2 030	450	18,1
85 × 96	17	15	45,6	2 160	480	20,4
90 × 101	17	15	43,4	2 290	510	22,9
95 × 106	17	15	41,2	2 420	540	25,5
100 × 114	21	18,7	60,7	3 170	700	35,2
110 × 124	21	18,7	66,0	3 490	770	42,5
120 × 134	21	18,7	60,2	3 800	840	50,5
130 × 148	28	25,3	96,2	5 580	1240	80,5
140 × 158	28	25,3	89,0	6 000	1340	93,5
150 × 168	28	25,3	84,5	6 430	1430	107
160 × 178	28	25,3	78,5	6 860	1525	122
170 × 191	33	30	117,5	8 650	1920	163
180 × 201	33	30	111,2	9 160	2040	183
190 × 211	33	30	105,0	9 660	2140	204
200 × 224	38	34,8	134,0	11 800	2620	262
210 × 234	38	34,8	127,0	12 390	2750	289
220 × 244	38	34,8	122,0	12 980	2880	317
230 × 257	43	39,5	165,0	15 400	3420	394
240 × 267	43	39,5	157,5	16 100	3580	430
250 × 280	48	44	190,0	18 700	4150	520
260 × 290	48	44	182.0	19 500	4350	565
270 × 300	48	44	177.0	20 300	4500	610
280 × 313	53	49	206.0	23 300	5200	725
290 × 323	53	49	222.0	24 100	5350	775
300 × 333	53	49	214,0	24 900	5550	830

Treba li, obrnuto, spoj dimenzionirati iz zadanog pogonskog okretnog momenta, tada se potrebni tlak površina nalijeganja p računa pomoću jednadžbe (89), a iz tlaka p računa se potrebna zatezna sila vijka F_1. Ako se predvidi više od jednog vijka, treba F_1 odgovarajuće podijeliti, tj. kod i vijaka za svaki je vijak:

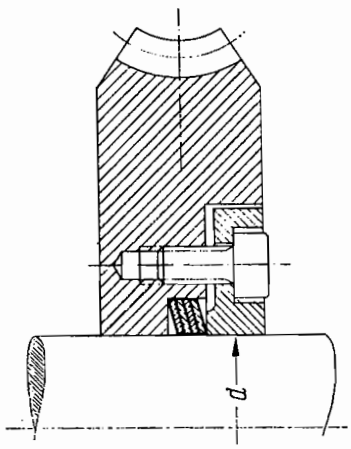
sila prednaprezanja $$F_p = F_1/i \qquad (91)$$

Za to potrebni pritezni moment dobiva se iz izraza (48), str. 97. Zatezne vijke trebalo bi uvijek pritezati momentnim ključem.

Zvjezdasto-prstenaste ploče (slika 139) su ploče blago stožasta oblika, od zakaljena čelika za opruge, s kojima se, slično kao kod prstenastih opruga, omogućuje spoj bez zračnosti za trajni prijenos okretnog momenta. Zvjezdaste



Slika 139. Zvjezdasta elastična ploča



Slika 140. Spoj zvjezdastim pločama

Tablica 47. Tehnički podaci za zvjezdaste ploče (prema *Ringspann KG*, Bad Homburg)

d mm	D mm	s mm	T_{PR} Ncm	F_1 N	d mm	D mm	s mm	T_{PR} Ncm	F_1 N
3	14	0,5	4,5	60	28	52	1,15	1830	2620
4			14	140	30			220	2940
5			24	190	32			2570	3220
6	18		28	190	35			3140	3620
7			43	250	38	62		3500	3700
8			61	310	40			4000	4000
9	22	0,65	96	430	42			4500	4300
10			126	510	45			5300	4700
11			162	590	48			5800	4850
12	27		201	670	50			6450	5200
13			244	750	55	67		8800	6400
14			290	830	60	80		9800	6600
15			340	910	65	90		12 000	7400
16	37	0,9	475	1190	70			13 800	7900
17			560	1320	75	100		16 300	8600
18			650	1440	80			18 500	9200
20			830	1660	85	100		21 000	9900
22	42		930	1700	90			23 800	10 600
24			1150	1920	100	120		30 000	12 000
25			1270	2040					

su ploče izmjenično s vanjskog i unutarnjeg ruba radijalno urezane, pa su zbog toga naročito elastične. U tablici 47 dane su njihove dimenzije, okretni moment T_{PR}, koji može prenijeti svaka ploča, te uzdužna stezna sila F_1 za svaku ploču. Ako je F_1 manji od vrijednosti u tablici, onda pada T_{PR} u istoj mjeri. Slika 140 pokazuje primjer spoja sa zvjezdastim pločama.

Ploče imaju prijeklop prema provrtu glavine i u provrt se ugrađuju s prednaprezanjem. Između ploča i vratila ostaje zračnost, koja kod zatezanja vijka postepeno nestaje i prelazi u radijalno stezanje. To radijalno stezanje stvara tlak površina nalijeganja, tako da se okretni moment može prenijeti pomoću veze silom. *Polje tolerancije provrta* mora biti H7, H8, H9, F7, F8 ili G7, *a vratila* h6 do h9, k6 do k8, f6 do f8, n6, n7, m6, m7, j6, j7, g6 ili e6. Kao *materijal za vratila* treba predviditi St 60 (Č. 0645) ili St 70 (Č. 0745).

Sigurnost prianjanja
$$S_H = a \cdot T_{PR}/T \geqq 1{,}3 \qquad (92)$$

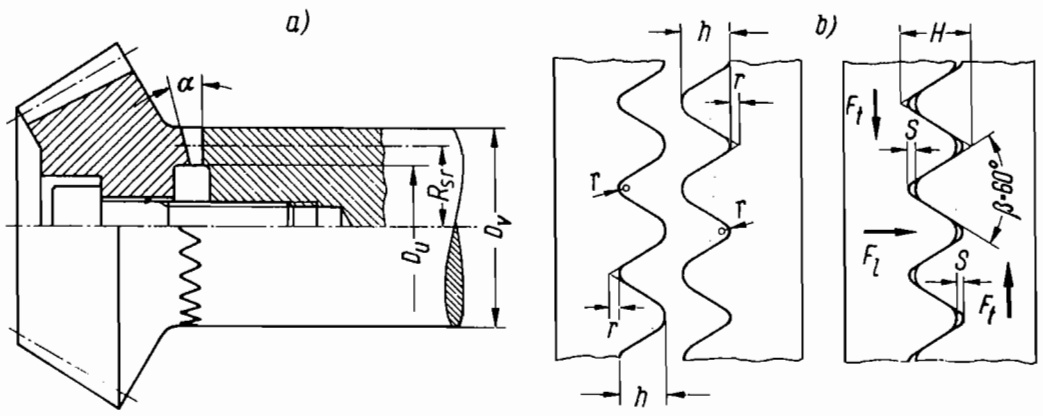
T_{PR} u Ncm — prenosivi okretni moment po jednoj zvjezdastoj ploči, prema tablici 47,
a — broj zvjezdastih ploča $\leqq 10$,
T u Ncm — okretni moment koji treba prenijeti pri udarima koji odgovaraju vršnom momentu.

Broj vijaka
$$i = a \cdot F_1/F_P \qquad (93)$$

a — broj zvjezdastih ploča,
F_1 u N — uzdužna zatezna sila jedne ploče, prema tablici 47,
F_P u N — sila prednaprezanja jednog vijka po potrebi prema jednadžbi (47) strana 97. Ako se priteže momentnim ključem, može se staviti $\sigma_{pr} \approx 0{,}8\ \sigma_T$ koji odgovara materijalu vijka.

2.3.9. Spoj čeonim ozubljenjem

Za uzdužne spojeve koji prenose okretne momente upotrebljava se i *čeono ozubljenje*, poznato pod imenom *Hirth-ozubljenje*, po tvornici koja ga proizvodi. To je robustno i izdržljivo ozubljenje za prijenos promjenljivih i udarnih opterećenja. Dijelovi u spoju su s čeone strane radijalno ozubljeni trokutastim zubima, koji ulaze jedan u drugi. Na taj način zubi centriraju spojene dijelove jedan prema drugome. Slika 141a prikazuje stožnik povezan čeonim



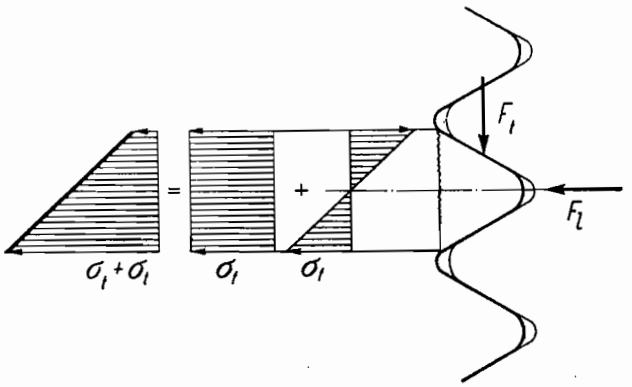
Slika 141. Čeono ozubljenje: *a*) stožnik spojen s vratilom; *b*) oblik zuba na vanjskom obodu

ozubljenjem s vratilom i pritegnut vijkom. I koljenčasta vratila nekad se sastavljaju od više čeono ozubljenih dijelova. Postoje i čeono ozubljene uključne spojke.

Oblik zubi prikazuje slika 141 b, a dimenzije tablica 48. Uzdužna zatezna sila F_1 (najčešće vijčana zatezna sila) stlači bokove zubi obaju dijelova jedne na druge i opterećuje presjek podnožja zuba na tlak. Okretni moment T djeluje sa srednjom obodnom silom F_t, koja povisuje bočni tlak u smjeru okretanja i opterećuje presjek korijena zuba na savijanje (sl. 142). Tlak i savijanje daju zajedno

$$\textit{rezultirajuće naprezanje:}\quad \sigma_{rez}=\sigma_t+\sigma_f=\frac{F_1}{A}+\frac{M}{W} \tag{94}$$

σ_{rez} u N/mm² ekvivalentno naprezanje u presjeku korijena zuba,
F_1 u N uzdužna zatezna sila,
A u mm² presjek korijena svih zubi $\approx\frac{\pi}{2}(D_v^2-D_u^2)-r(D_v-D_u)\,z$ gdje je z broj zubi,
M u Nmm moment savijanja zubi $\approx F_t\cdot h/2$ s obodnom silom $F_t=\frac{T}{R_{sr}}\cdot T$ je najveći okretni moment koji se javlja, $R_{sr}=0{,}25\,(D_v+D_u)$ je srednji polumjer ozubljenja, a $h=H-(S+2r)$ je visina zuba,
W u mm³ moment otpora savijanja svih zubi $\approx 0{,}0835z\,(D_v-D_u)\left(\frac{2R_{sr}\cdot\pi}{z}-2r\right)^2$.



Slika 142. Naprezanje čeonih zubi

Tablica 48. Dimenzije čeonog ozubljenja (prema *Albert Hirth AG* Stuttgart-Zuffenhausen)

D_v mm od	do	z	r mm	S mm	H	$\approx\alpha$	D_v mm od	do	z	r m	S mm	H	$\approx\alpha$
10 11 16	109	12	0,3 0,6 0,9	0,4 0,6 0,9	0,2260 D_v	12° 44′	25 43 64	224	48	0,3 0,6 0,9	0,4 0,6 0,9	0,0566 D_v	6° 27′
20 22 32	219	24	0,3 0,6 0,9	0,4 0,6 0,9	0,1132 D_v	12° 44′	50 64 96	245	72	0,3 0,6 0,9	0,4 0,6 0,9	0,0378 D_v	4° 19′
20 32 48	117	36	0.3 0,6 0,9	0,4 0.6 0,9	0,075 D_v	8° 35′	50 86 128	449	96	0.3 0,6 0,9	0,4 0,6 0,9	0,0283 D_v	3° 14′

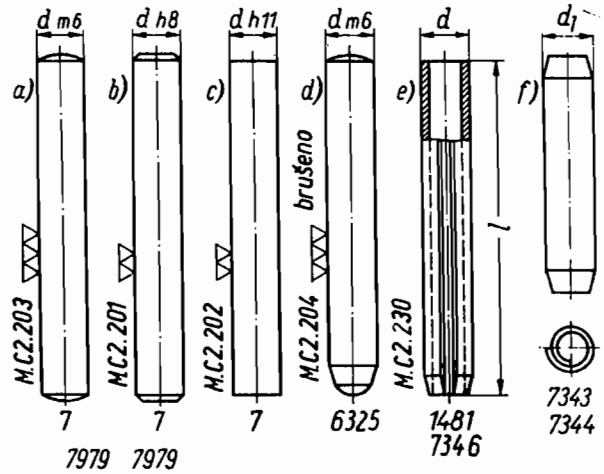
Budući da zbog izradnih odstupanja svi zubi ne nose, dakle pojedini su zubi više opterećeni nego što je iznosio proračun, *dopuštena naprezanja* uzimaju se odgovarajuće niže. Kao približnu vrijednost može se uzeti $\sigma_{rezdop} \approx 0{,}3\ \sigma_T$ kod jednosmjernog okretnog momenta, a $\approx 0{,}2\ \sigma_T$ kod okretnih momenata promjenljiva smjera, gdje je σ_T manja vrijednost granice tečenja materijala dijelova u spoju. Uobičajeni *materijali* su Č. ČL. CrNi- i CrMo-čelici.

Obodna sila F_t nastoji odvojiti zube spojenih dijelova. Da bi se to spriječilo, mora *uzdužna sila pritezanja* biti $F_1 > F_t \cdot \tan(\beta/2 - \varrho) \approx 0{,}4\ F_t$. Pri tome je ϱ kut trenja $\approx 8°$.

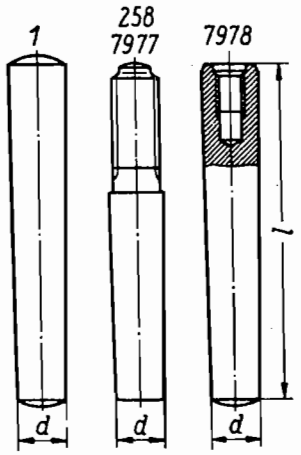
2.4. Veze sa zaticima i svornjacima

2.4.1. Zatici

Zatici služe za spajanje, učvršćenje, potezanje, držanje, centriranje, fiksiranje, osiguranje, zatvaranje i sl. strojnih dijelova. Po obliku u osnovi razlikujemo *cilindrične zatike* (sl. 143), *konične zatike* (sl. 144) i *zasječne zatike* (sl. 145). Zabijanjem u provrte strojnih dijelova zatici dobivaju određeno prednapreza-nje. Zasječni zatici imaju tri uprešana zasjeka, čija ispupčenja pri zabijanju velikim tlakom nalegnu na stijene provrta i elastično ih proširuju (sl. 146). *Naponski zatici* u *obliku čahure* (sl. 143e) i *spiralni naponski zatici* (sl. 143f) od okruglo savijena, odn. spiralno namotana lima od pernog čelika Ck 67 JUS Č. 1735 ($\sigma_M \approx 1400$ N/mm^2), priliježe elastično na stijene provrta (vidi 2.1.9, str. 101).



Slika 143. Cilindrični zatici (donje brojke označuju brojeve DIN-a, a brojke sa strane brojeve JUS-a) *a*) cilindričan zatik m6; *b*) cilindričan zatik h8; *c*) cilindričan zatik h11; *d*) zakaljen cilindričan zatik m6; *e*) naponski zatik; *f*) spiralni naponski zatik

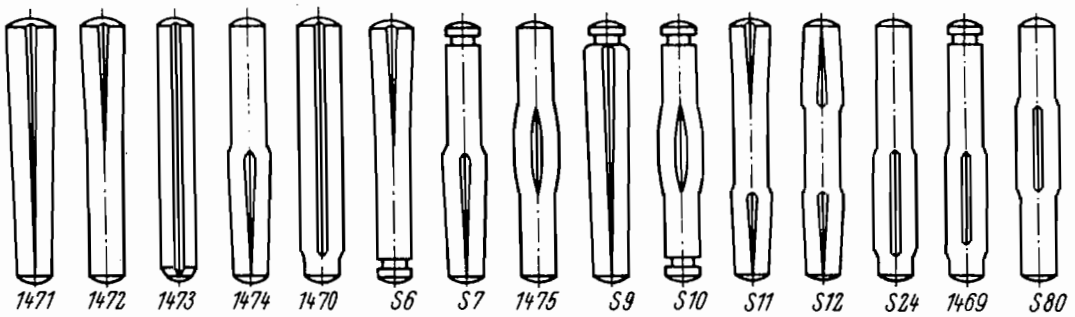


Slika 144. Konični zatici s konusom 1:50 (brojke označuju brojeve DIN-a)

Cilindrični zatici m6 upotrebljavaju se pretežno kao dosjedni zatici za osiguranje položaja dvaju sastavljenih dijelova (sl. 147a). U jedan od dijelova treba ih ugraditi čvrstim dosjedom, a u drugi kliznim, da bi se omogućilo odvajanje. Cilindrični zatici h8 služe kao zatici za spajanje ili učvršćenje

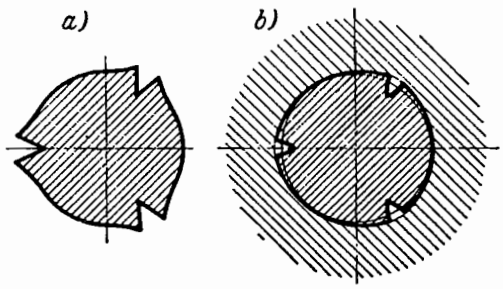
(sl. 147b). U provrt dijelova koji se sastavljaju utisnu se, uz prekomjeru. Zatici m6 i h8 zahtijevaju provrte razvrtane na mjeru. Cilindrični zatici h11 mogu se upotrijebiti kao zakovični zatici (vidi i 1.5.4.) ili kao zglobni zatici s kliznim dosjedom, npr. D11/h11.

Naponski zatici služe za prihvaćanje poprečnih sila (sl. 112b) i kao zatici za osiguranje ili dosjedni zatici (sl. 147c). Zbog svoje prilagodljivosti potrebni su samo bušeni provrti.



Slika 145. Zasječni zatici (brojke označuju brojeve DIN-a; zatici S6 do S80 su komercijalne izvedbe *Kerb-Konus-GmbH*, Schnaittenbach)

DIN 1471 (JUS M.C2.205) koničan zasječni zatik,
DIN 1472 dosjedni zasječni zatik,
DIN 1473 (JUS M.C2.201 do 203) cilindričan zasječni zatik,
DIN 1474 utični zasječni zatik,
DIN 1470 (JUS M.C2.201 do 203) cilindričan zasječni zatik
S6 dosjedan zasječni zatik s vratom
S7 utični zasječni zatik s vratom
DIN 1475 zasječni zatik,
S9 koničan zasječni zatik s vratom,
S10 zasječni zatik s dva vrata,
S11 dvostruk zasječni zatik,
S12 dvostruk zasječni zatik,
S24 dosjedan zasječni zatik,
DIN 1469 dosjedan zasječni zatik s vratom,
S80 zasječan zatik

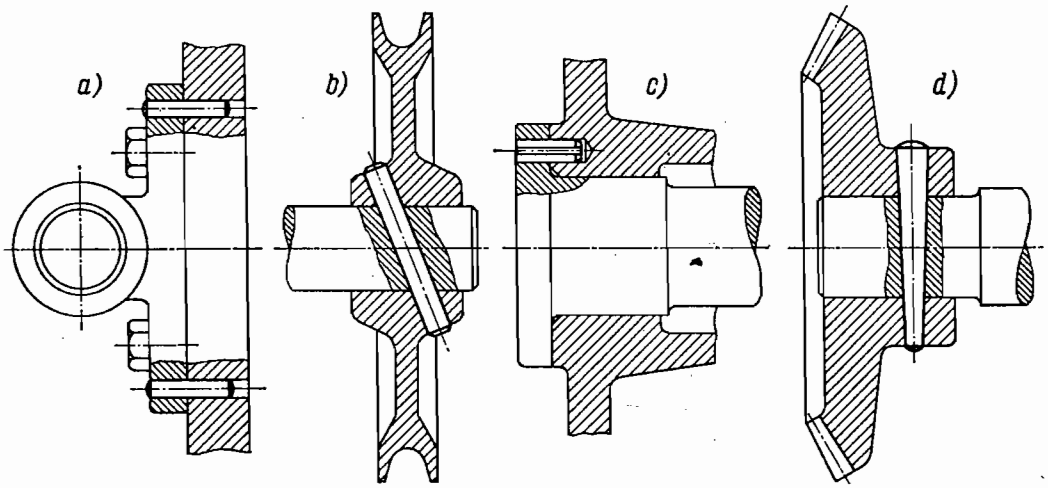


Slika 146. Presjek zasječnog zatika: *a*) prije zabijanja; *b*) nakon zabijanja

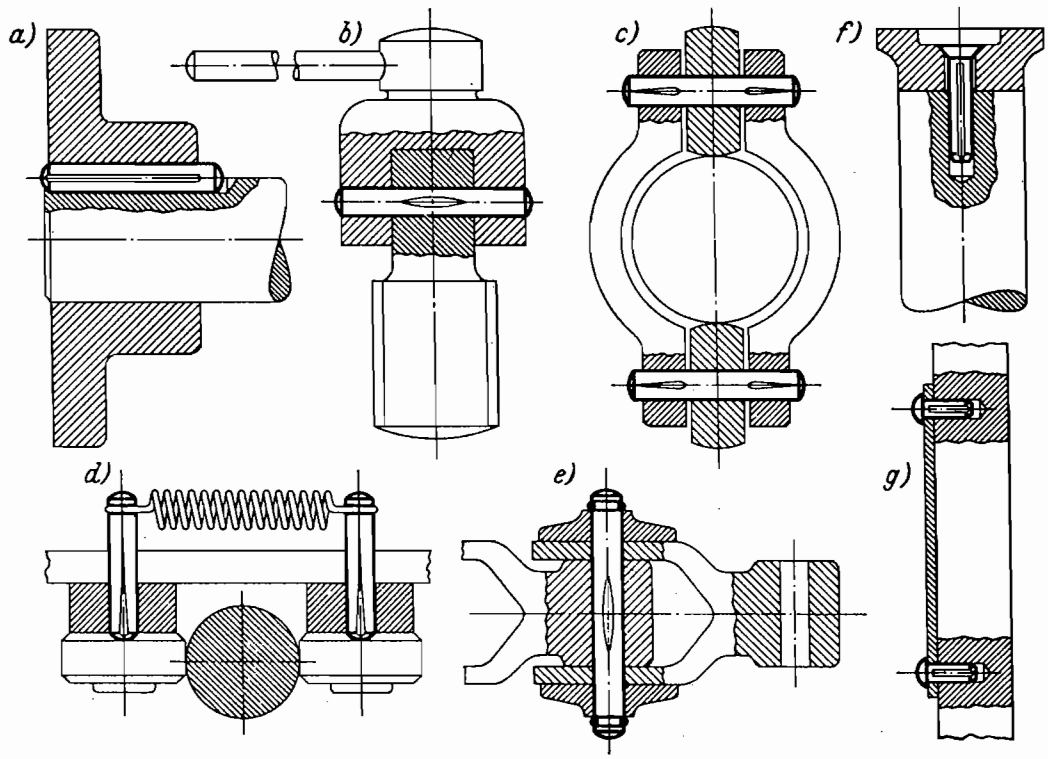
Konični zatici fiksiraju dijelove koje treba spojiti izvanredno dobro. Budući da se rupe moraju razvrtati taj je način spajanja skup, pa se stoga po mogućnosti izbjegava. Konični zatici nisu potpuno sigurni protiv vibracija i kod promjenljivog opterećenja preporučuje se osiguranje. Međutim, nasuprot cilindričnim zaticima imaju tu prednost da se mogu neograničeno spajati i razdvajati. Slika 147d pokazuje učvršćenje stožnika. Konični zatici s navojem prikladni su za slijepe uvrte iz kojih se mogu izvući pomoću matice za izvlačenje.

Zasječni zatici ušteđuju skupo razvrtavanje provrta za cilindrične zatike. Za elastična ispupčenja zareza dovoljni su bušeni provrti. Ispupčenja zareza omogućuju zabijanje i vađenje zatika oko 25 puta i osiguravaju dosjed protiv vibracija. Međutim, zarezi izazivaju vršna naprezanja (zarezna djelovanja), zbog kojih zarezni zatici nisu toliko izdržljivi kao glatki. Zarezni zatici s vratom služe za učvršćenje opruga, za navlačenje uskočnika ili sigurnosnih ploča ili za izvlačenje iz slijepih rupa. Pri zabijanju svaki se zatik uvodi u provrt onim

krajem na kojem zarezi izlaze (sl. 145). *Zarezni čavli* DIN 1476 i 1477 služe za učvršćenje natpisa, limova, šarnira, obujmica, i sl, na metalne dijelove. Primjeri su na sl. 148.



Slika 147. Upotreba cilindričnih i koničnih zatika
a) cilindričan zatik m6 kao dosjedan zatik; *b*) cilindričan zatik h8 kao vezni zatik; *c*) naponski zatik kao zatik za osiguranje; *d*) konični zatik kao zatik za učvršćenje i vezivanje



Slika 148. Upotreba zasječnih zatika i čavala
a) cilindričan zasječni zatik DIN 1470 kao okrugao klin; *b*) zasječan zatik s jednim zasjekom u sredini DIN 1475 za učvršćenje vijka; *c*) dvostruki zasječni zatici S12 kao osovinice za kotače; *d*) dosjedni zasječni zatici s vratom S6 kao držači za opruge; *e*) zasječan zatik s jednim zasjekom u sredini i dva vrata S10 kao zglobni zatik u lancu; *f*) upušten zasječni čavao DIN 1477 kao pričvrsni zatik; *g*) poluokrugao zasječni čavao DIN 1476 kao učvrsni zatik za natpis (ploču s natpisom)

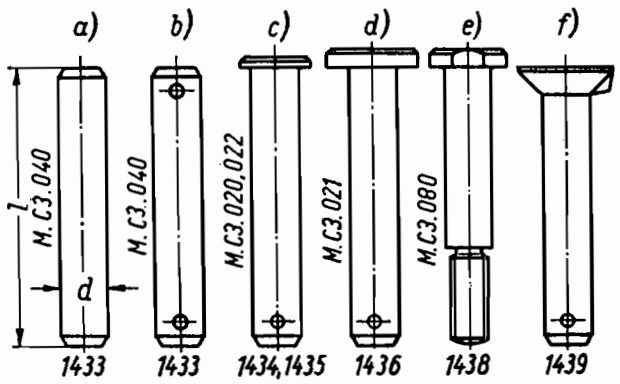
Zatik treba da bude izrađen od tvrđeg materijala nego što su dijelovi u koje se zabija, da se pri zabijanju ne deformira i pri izbijanju ne sabije. Razlikom u tvrdoći izbjegava se i zaribavanje u provrtu. Uobičajeni materijali su: DIN St 50 K, 9 S 20 K, St 60, 6.8., C 35, 45 S 20 K, Ms 60 Pb, AlCuMgPbF 38. Standardne promjere *d* i duljine *l* zatika vidi u tablici 49.

Tablica 49. Standardni promjeri *d* i duljine *l* zatika i svornjaka u mm

d						*l*									
0,8	3	12	25	45	75	2	9	20	40	70	100	130	170	230	290
1	4	14	28	50	80	3	10	22	45	75	105	135	180	240	300
1,2 •	5	16	30	55	90	4	12	25	50	80	110	140	190	250	310
1,5	6	18	32	60	100	5	14	28	55	85	115	145	200	260	320
2	8	20	35	65		6	16	30	60	90	120	150	210	270	
2,5	10	22	40	70		8	18	35	65	95	125	160	220	280	

2.4.2. Svornjaci

Svornjacima se dobivaju zglobni spojevi s kliznim dosjedom u strojnim dijelovima. Standardne svornjake sa glavom i bez nje sa rupama za rascjepke i bez njih, prikazuje slika 149, a primjere za spojeve sa svornjacima slika 150. Klizni dosjed iziskuje osiguranje protiv ispadanja. U tu svrhu upotrebljavaju se prvenstveno rascjepke DIN 94, (JUS M.B2.300 i 301), uskočnici DIN 471 (JUS M.C2.401) sigurnosne pločice DIN 6799 i elastični prsteni DIN 7993 i 5417. Za rascjepke treba u svornjaku izbušiti poprečne provrte, a za uskočnike i sigurnosne pločice utokariti utore.



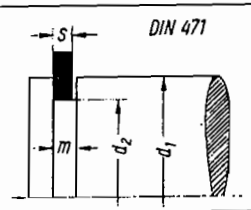
Slika 149. Standardni svornjaci (brojke odozdo su brojevi DIN-a, a brojke po strani su brojevi JUS-a)
a) bez glave; *b*) bez glave s rupama za rascjepke; *c*) s malom glavom; *d*) s velikom glavom i rupom za rascjepku; *e*) s navojem; *f*) upušteni svornjak s nosom

Svornjaci bez glave s obzirom na cijenu imaju prednost. Svornjaci s glavom upotrebljavaju se ako to traži montaža (pristupačnost). Svornjaci koji ne smiju nigdje izvirivati, na primjer svornjaci na klipovima, dobivaju s obiju strana uskočnike DIN 472 (slika 151). U tablici 50 dane su dimenzije uskočnika.

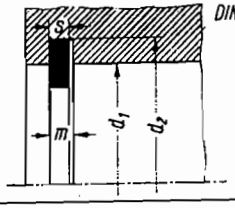
Svornjaci se najčešće izrađuju u području tolerancije h11, *provrti* već prema dopuštenoj zračnosti D9, D11, C11, B12 ili A11. Standardne promjere *d* i duljine *l* vidi u tablici 49.

Tablica 50. Dimenzije (mm) uskočnika DIN 471 (JUS M.C2.401) i 472 (JUS M.C2.400) (nepotpuni izvadak)

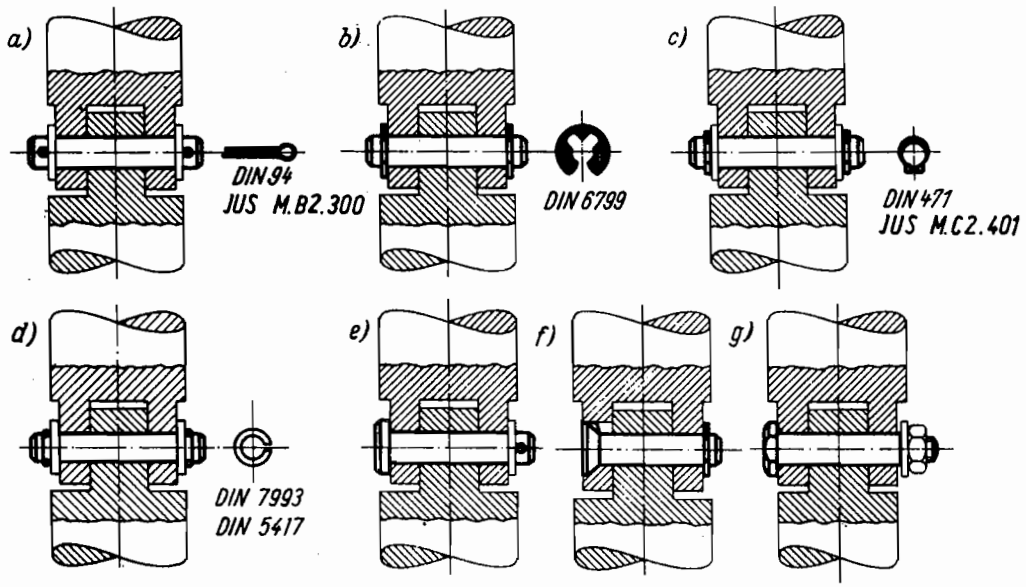
JUS M.C2.401



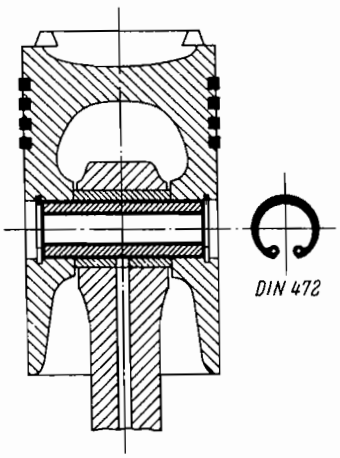
JUS M.C2.400



DIN 471 JUS M.C2.401					DIN 471 JUS M.C2.401					DIN 472 JUS M.C2.400					DIN 472 JUS M.C2.400				
d_1	s h 11	m H 13	d_2	toler.	d_1	s h 11	m H 13	d_2	toler.	d_1	s h 11	m H 13	d_2	toler.	d_1	s h 11	m H 13	d_2	toler.
8	0,8	0,9	7,6		50			47		10			10,4		50			53	
					52			49		11			11,4		52			55	
9			8,6		55			52		12			12,5		55			58	
10			9,6		56	2	2,15	53		13			13,6		56			59	
11			10,5		58			55		14			14,6	H 11	58	2	2,15	61	
12			11,5		60			57		15			15,7		60			63	
13	1	1,1	12,4	h 11	62			59		16	1	1,1	16,8		62			65	
14			13,4		63			60	h 12	17			17,8		63			66	
15			14,3							18			19						
16			15,2		65			62							65			68	
17			16,2		68			65		19			20		68			71	
					70			67		20			21		70			73	
18			17		72	2,5	2,65	69		21			22		72			75	
					75			72		22			23		75	2,5	2,65	78	H 12
19			18		78			75							78			81	
20			19		80			76,5		24			25,2		80			83,5	
21	1,2	1,3	20							25			26,2		82			85,5	
22			21		82			78,5		26	1,2	1,3	27,2						
24										28			29,4		85			88,5	
25			23,9		85			81,5		30			31,4		88			91,5	
26			24,9		88			84,5		32			33,7		90			93,5	
			22,9		90	3	3,15	86,5						H 12	92	3	3,15	95,5	
28			26,6		95			91,5		34			35,7		95			98,5	
29			27,6	h 12	100			96,5		35			37		98			101,5	
30			28,6						h 13	36	1,5	1,6	38		100			103,5	
32			30,3		105			101		37			39						
34	1,5	1,6	32,3		110			106		38			40		102			106	
35			33		115			111							105			109	
36			34		120			116		40			42,5		108			112	
38			36		125	4	4,15	121		42			44,5		110			114	
40			37,5		130			126		45	1,75	1,85	47,5		112	4	4,15	116	H 13
42	1,75	1,85	39,5		135			131		47			49,5		115			119	
45			42,5		140			136		48			50,5		120			124	
48			45,5		145			141							125			129	



Slika 150. Spojevi sa svornjakom
a) Svornjak DIN 1433 (JUS M.C3.040) s rascjepkama; *b*) svornjak DIN 1433 (JUS M.C3.040) sa sigurnosnim pločicama; *c*) svornjak DIN 1433 (JUS M.C3.040) s uskočnicima; *d*) svornjak DIN 1433 (JUS M.C3.040) s elastičnim prstenima od okrugle ili četvrtaste žice; *e*) svornjak s glavom DIN 1436 (JUS M.C3.021) sa rascjepkom; *f*) upušten svornjak DIN 1439 (JUS M.C3.030) s uskočnikom; *g*) svornjak s vijčanim nastavkom na završetku DIN 1438 (JUS M.C3.060) i šestorostranom maticom

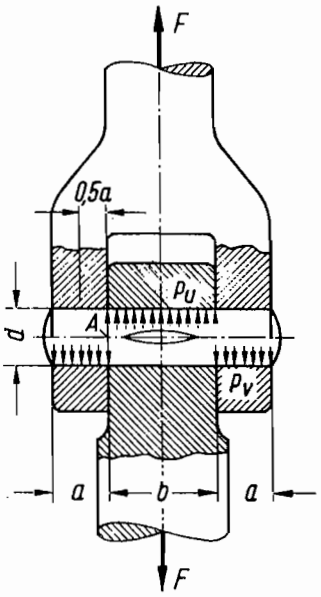


Slika 151. S uskočnicima DIN 472 (JUS M.C2.400) osiguran svornjak klipa

2.4.3. Čvrstoća

U proračunu čvrstoće zatičnog spoja nailazimo na teškoće, budući da i zatici, a i dijelovi u spoju, dobivaju prednaprezanje pri zabijanju s prekomjerom. Prednaprezanje nije moguće računski obuhvatiti, jer je osim o tolerancijama izrade, ovisno i o obliku dijelova u spoju. Zbog toga prednaprezanje ne uzimamo u obzir i uspoređujemo ostala naprezanja s dopuštenim iskustvenim naprezanjima.

1. *Zglobni zatici ili svornjaci* (sl. 152). Pogonska sila F opterećuje naležne površine na površinski tlak, a opasni presjek A zatika na dijelu kliznog dosjeda na savijanje i odrez.



Slika 152. Zglobni zatik ili svornjak

Tlakovi

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \tag{95}$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \tag{96}$$

naprezanje na savijanje $$\sigma_f = \frac{0{,}5\,F \cdot 0{,}5\,a}{0{,}1\,d^3} \tag{97}$$

naprezanje na odrez $$\tau_a = \frac{F}{2A} \tag{98}$$

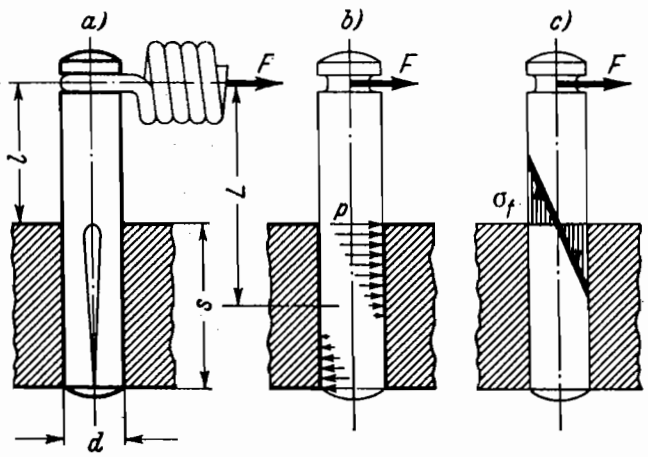
p u N/mm² površinski tlak na zatiku i dijelovima u spoju,
σ_f u N/mm² naprezanje na savijanje u presjeku zatika ili svornjaka,
τ_a u N/mm² naprezanje na odrez u presjeku zatika ili svornjaka,
F u N pogonska sila,
d u mm promjer zatika ili svornjaka,
A u mm² presjek zatika ili svornjaka,
a, b u mm širina dijelova u spoju.

2. *Strojni zatici opterećeni na savijanje* (sl. 153). Kako sila F ne djeluje u sredini površine nalijeganja zatika, površinski tlak u provrtu preuzima dio savojnog naprezanja. Opasni presjek A opterećen je na savijanje.

Tlak $$p = \frac{F}{d \cdot s}\left(1 + 6\,\frac{L}{s}\right) \tag{99}$$

naprezanje na savijanje $$\sigma_f = \frac{F \cdot l}{0{,}1\,d^3} \tag{100}$$

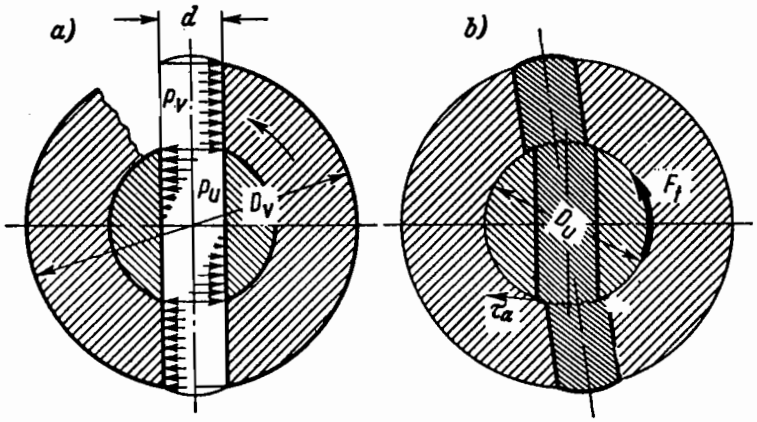
p u N/mm² površinski tlak zatika i dijela u spoju,
σ_f u N/mm² savojno naprezanje u opasnom presjeku A zatika,
F u N pogonska sila,
L, l u mm krak sile F,
s u mm duljina nalijeganja zatika,
d u mm promjer zatika



Slika 153. Stojni zatik opterećen na savijanje

a) zatik s ovješenom vlačnom oprugom;
b) površinski tlak na strojni dio;
c) naprezanje zatika na savijanje

3. *Poprečni zatici opterećeni okretnim momentom* (sl. 154). Zbog obodne sile F_t stijene provrta u vratilu i glavini opterećene su na površinski tlak, a zatik na odrez.



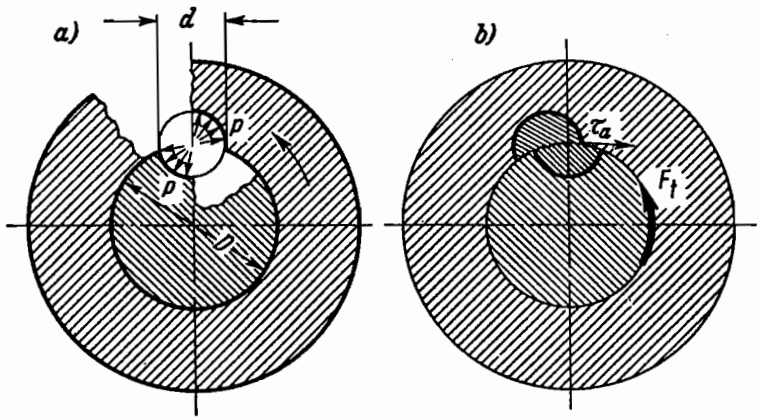
Slika 154. Poprečni zatik opterećen okretnim momentom: *a*) površinski tlak na vratilo i glavinu; *b*) odrez zatika

$$\textit{Tlakovi}\quad p_u = \frac{3F_t}{D_u \cdot d} \qquad (101) \qquad\qquad p_v = \frac{F_t}{(D_v - D_u)\,d} \qquad (102)$$

$$\textit{odrezno naprezanje}\quad \tau_a = \frac{F_t}{2A} \qquad (103)$$

p u N/mm^2	površinski tlak zatika i dijelova u spoju,
τ_a u N/mm^2	odrezno naprezanje u presjeku zatika,
F_t u N	obodna sila na vratilu $= T/R_u$, gdje je T okretni moment, a $R_u = D_u/2$ polumjer vratila,
D_v u mm	vanjski promjer glavine,
D_u u mm	unutarnji promjer glavine = promjer vratila,
d u mm	promjer zatika,
A u mm^2	površina presjeka zatika.

Ako na zatik dodatno djeluje i *uzdužna sila*, treba je s obodnom silom sastaviti geometrijski u rezultirajuću silu.



Slika 155. Uzdužni zatik (okrugao klin) opterećen okretnim momentom *a*) površinski tlak na vratilo i glavinu; *b*) odrez zatika

4. *Uzdužni zatici opterećeni okretnim momentom* (sl. 155). Zabijeni zatik vrši funkciju uzdužnog klina. Zbog svog oblika naziva se i *okrugao klin.* Vratilo i glavina opterećeni su na površinski tlak, a zatik na odrez.

$$\textit{Tlak} \qquad p \approx \frac{F_t}{0{,}5\, d \cdot l} \tag{104}$$

$$\textit{naprezanje na odrez} \qquad \tau_a = \frac{F_t}{d \cdot l} \tag{105}$$

p u N/mm² površinski tlak glavine i vratila,
τ_a u N/mm² naprezanje na odrez u uzdužnom presjeku zatika,
F_t u N obodna sila na vratilu $= T/R$, gdje je T okretni moment, a R polumjer vratila,
d u mm promjer zatika,
l u mm nosiva duljina zatika.

Tablica 51. Dopuštena naprezanja (N/mm²) za spojeve sa zatikom i svornjakom (iskustveni podaci!)

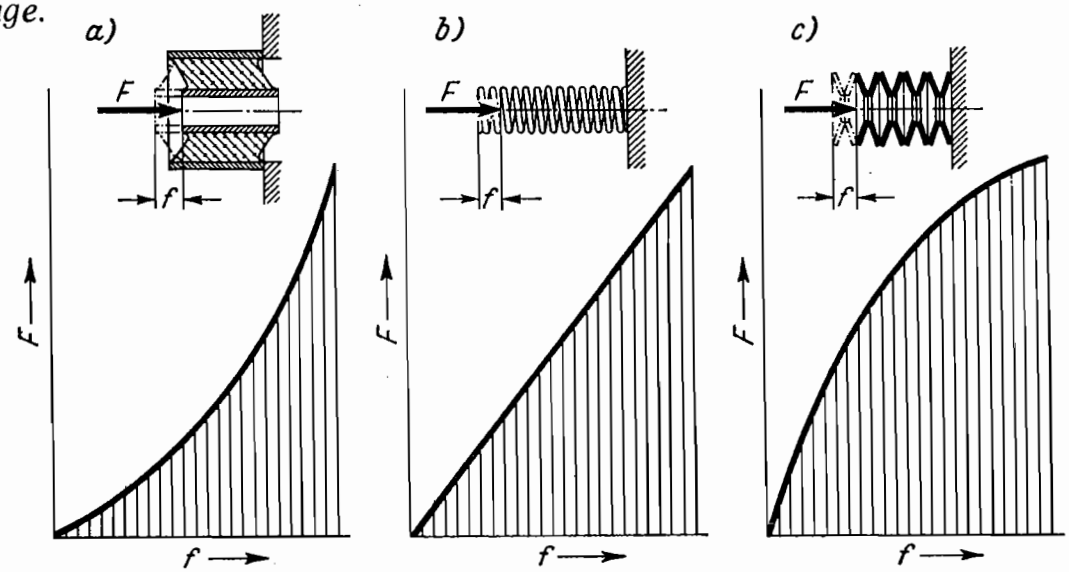
		Opterećenje mirno				Opterećenje jednosmjerno promjenljivo				Opterećenje izmjenično promjenljivo			
Dosjed	Naprezanje	Strojni dio od St 37 Č.0361	St 50 Č.0545	GS ČL	GG SL	St 37 Č.0361	St 50 Č.0545	GS ČL.	GG SL.	St 37 Č.0361	St 50 Č.0545	GS ČL.	GG SL.
stezni glatkih zatika	p	98	104	83	68	72	100	62	52	36	50	31	26
sa zareznim zatikom	p	69	73	58	48	52	70	42	34	26	35	21	17
klizni glatkih svornjaka	p	30	30	30	40	24	24	24	32	12	12	12	16
Dosjed	Naprezanje	Zatik ili svornjak od čelika čvrstoće σ_M u N/mm² 400	500	600	800	400	500	600	800	400	500	600	800
stezni glatkih zatika	σ_f	83	105	128	150	56	80	96	112	28	40	48	56
	τ_a	54	72	87	102	40	52	64	74	20	26	32	37
sa zareznim zatikom	σ_f	70	87	105	125	48	68	80	92	24	34	40	46
	τ_a	45	60	72	85	34	44	52	60	17	22	26	30
klizni glatkih svornjaka	σ_f	100	125	155	180	66	96	114	134	33	48	57	67
	τ_a	54	72	87	102	40	52	64	74	20	26	32	37

3. OPRUGE

3.1. Osnove

3.1.1. Karakteristike, rad opruge, vibracije opruge.

Opruge služe npr. za pogon bubnjeva za namatanje, za vraćanje ventilnih opruga ili upravljačkog polužja, prigušenja udara, za ograničenje sile, za mjerenje sile u vagama i sl. Po obliku razlikujemo lisnate opruge, zavojne, tanjuraste, ravne torzione opruge itd., a prema deformaciji *vlačne*, *tlačne*, *savojne* i *torzione opruge*.



Slika 156. Karakteristike opruga
a) progresivna gumene opruge; *b*) ravna cilindrične zavojne opruge; *c*) degresivna tanjuraste opruge

Svojstva opruga ocjenjujemo prema njihovoj *karakteristici*. Karakteristika prikazuje ovisnost puta f o sili F opruge. Karakteristike prikazane na slici 156 su: *progresivna* (rastuća zakrivljena), *ravna* i *degresivna* (opadajuće zakrivljena). Opruge koje rade bez trenja (izuzete su gumene opruge) imaju ravnu karakteristiku. Sila potrebna za napinjanje (deformaciju) opruge za 1 mm ili okretni moment za napinjanje (kružnu deformaciju) za 1 rad označuje se kao *specifična sila*, *krutost*, *specifični progib* ili kod ravne karakteristike kao *konstanta opruge*:

$$\textit{specifična sila vlačnih, tlačnih i savojnih opruga} \quad c = F/f \tag{106}$$

$$\textit{specifična sila torzionih opruga} \quad c = T/\alpha \tag{107}$$

c u N/mm, N/mm/rad	specifična sila opruge,
F u N	sila opruge, opterećenje opruge,
f u mm	progib opruge uz silu F,
T u Nmm	okretni moment,
α u rad	kut uvijanja pod okretnim momentom T.

Opruge sa zakrivljenom karakteristikom imaju *promjenljivu specifičnu silu.*

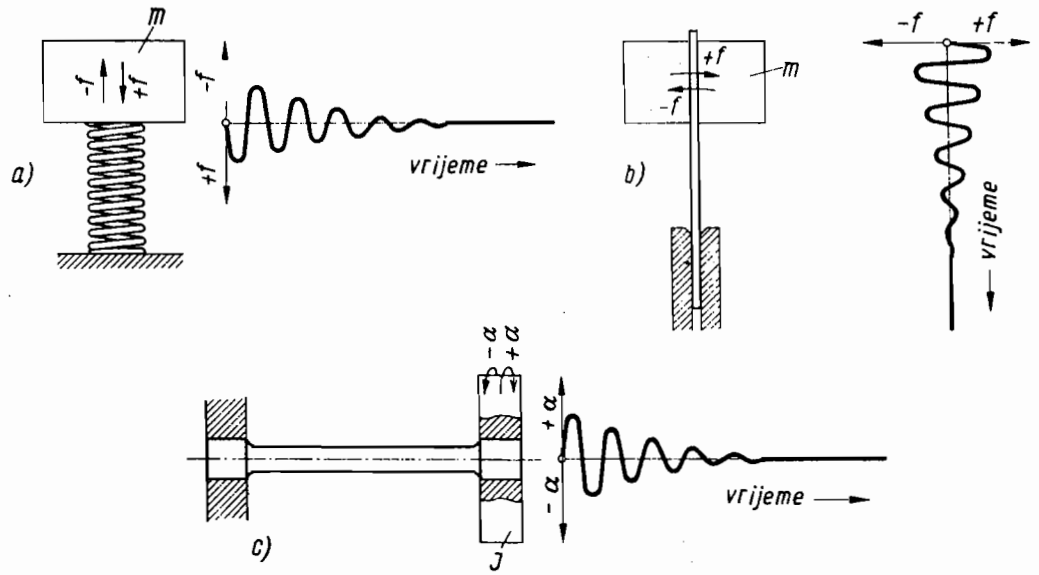
Pri napinjanju opruge obavlja se radnja koju opruga prigodom otpuštanja opet vraća, ne uzimajući pri tom u obzir gubitke zbog unutrašnjih ili vanjskih otpora. Budući da je rad jednak produktu sile i puta, okomito šrafirana površina na slici 156 označuje nam rad opruge. Kod ravne karakteristike je:

$$\textit{rad kod vlačnih, tlačnih i savojnih opruga} \quad W=\frac{F}{2}f \tag{108a}$$

$$\textit{rad torzionih opruga} \quad W=\frac{T}{2}\alpha \tag{108b}$$

W u Nmm rad opruge,
$F, f, T,$ vidi legendu uz jednadžbe (106) i (107).

Ako masu gibljivo spojenu s oprugom izložimo trenutačnom djelovanju sile, ona će početi vibrirati vlastitim prigušenim titrajima (sl. 157). Često se od vibracionog sustava traži određena vlastita frekvencija, kao npr. kod vibracionih sita, njihajućih transportera, vibracionih stolova, vibratora, vagonskih opruga, opruga motornih vozila i slično.



Slika 157. Titrajni sustavi opruga: *a*) s tlačnom oprugom; *b*) sa savojnom oprugom; *c*) s torzionom oprugom

$$\textit{Vlastita frekvencija vlačnih, tlačnih i savojnih opruga} \quad \nu=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}} \tag{109a}$$

$$\textit{vlastita frekvencija torzionih opruga} \quad \nu=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{J}} \tag{109b}$$

ν u 1/s = Hz vlastita frekvencija titrajnog sustava.
c u N/m, Nm/rad specifična sila opruge,
m u kg masa tijela izložena titranju,
J u kg · m² moment tromosti mase tijela izložena rotacionom titranju prema osi vrtnje.

3.1.2. Materijali, naprezanje, čvrstoća

Uobičajeni *materijali za opruge* su: kaljivi ugljični čelici, krom čelici, silicijski čelici, silicijmangan čelici, kromvanadij čelici i nerđajući čelici. K tome dolaze obojeni metali: mjed, fosforna bronca, silicijska bronca, novo srebro, nikelin i drugi.

Tablica 52. Kvaliteta i primjeri upotrebe toplo oblikovanih čelika za opruge prema DIN 17221, (JUS C.B0.551) [Čelici 38 Si 6, 46 Si 7 i 51 Si 7, (Č. 2130, Č. 2131 i Č. 2132) za kaljenje u vodi, a ostali za kaljenje u ulju]

Vrst čelika		Stanje obrade[1]) U	Stanje obrade[1]) G	Stanje obrade[1]) H+A			Primjeri upotrebe
		tvrdoća HB 30		σ_T N/mm²	σ_M N/mm²	δ_5 %	
Kvalitetni čelici za srednja naprezanja	DIN 38 Si 6 JUS Č. 2130	240	217	1050	1200	6	Elastični prsteni i ploče za osiguranje vijaka, tanjuraste opruge, opruge za kultivatore
	DIN 46 Si 7 JUS Č. 2131	255	230	1100	1300	6	Stožaste opruge, lisnate opruge za vozila na tračnicama, tanjuraste opruge
	DIN 51 Si 7 JUS Č. 2132	270	230	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila na tračnicama, naročito one koje su strojno zakaljene
	DIN 55 Si 7 JUS Č. 2133	290	235	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila do 7 mm debele, zavojne opruge, listovi lisnatih opruga, tanjuraste opruge
	DIN 65 Si 7 JUS Č. 2331 Č. 2332	310	240	1100	1300	6	Lisnate opruge za vozila više od 7 mm debele, zavojne opruge, tanjuraste opruge
	DIN 60 Si Mn 5 JUS Č. 2330	310	240	1050	1350	6	Lisnate opruge za vozila više od 7 mm debele, zavojne opruge, tanjuraste opruge, prstenaste opruge
Kvalitetni čelici za visoka naprezanje	DIN 66 Si 7 JUS Č. 2134	>310	240	1200	1400	6	Lisnate opruge, zavojne opruge, ravne torzione opruge ≦25 mm promjera
	DIN 67 SiCr 5 JUS Č. 4230	>310	240	1350	1500	5	Zavojne opruge, prvenstveno opterećene udarno, ravne torzione opruge ≦40 mm promjera, ventilske opruge
	DIN 50 CrV 4 JUS Č. 4830	>310	235	1200	1350	6	Posebno visoko opterećene opruge za vozila, zavojne opruge, elastični prsteni, tanjuraste opruge, ravne torzione opruge ≦40 mm promjera
	DIN 58 CrV 4 JUS Č. 4831	>310	235	1350	1500	6	Posebno visoko opterećene zavojne opruge i ravne torzione opruge najvećih promjera

[1]) U=stanje valjanja, G=meko žareno, H+A=kaljeno i popušteno (Navedene su samo minimalne tvrdoće i čvrstoće).

Metalne opruge opterećene su na vlak, savijanje i torziju. Njihova specifična sila ovisna je kod vlaka i savijanja o *modulu elastičnosti E*, a kod uvijanja o *modulu klizanja G* (vidi tablicu 58, strana 145).

Izvanredno velika čvrstoća materijala za opruge omogućuje odgovarajuće visoka naprezanja, tako da opruge mogu biti razmjerno malih dimenzija. Općenito možemo uzeti slijedeća *dopuštena naprezanja*: $\sigma_{dop}=\tau_{dop}\approx 0{,}4$ do $0{,}7\ \sigma_M$ pri konstantnoj sili, $\approx 0{,}3$ do $0{,}4\ \sigma_M$ pri jednosmjerno promjenljivoj sili $\approx 0{,}2$ do $0{,}25\ \sigma_M$ pri naizmjenično promjenljivoj sili. Dopuštena naprezanja

su međutim ovisna i o obliku opruga, o točnosti poznavanja njihovih mehaničkih svojstava i o opasnosti koju nosi lom opruge.

Visoku čvrstoću dobivaju čelici za opruge kaljenjem, a ako je potrebno, naknadnim posebnim postupcima. Tanke žice pokazuju visoku granicu tečenja ako se samo nisko popuste. Visoke temperature popuštanja i ponovno gašenje povisuje dinamičku izdržljivost. Do povećanja dinamičke izdržljivosti dolazi i prebrušavanjem nakon kaljenja, jer prebrušavanjem skidamo razugljičenu površinu, koja djeluje zarezno. Sačmarenjem pomoću kuglica očvršćava se površinski sloj i povećava dinamička izdržljivost. Poliranje površine ublažuje zarezno djelovanje. Kod visokooptorećenih opruga treba vršiti ispitivanja dinamičke izdržljivosti, ili se treba informirati kod proizvođača o mehaničkim svojstvima materijala. Dinamička izdržljivost opruga pada s porastom debljine, kao i kod svakog drugog strojnog dijela. U tablicama 52 do 58 navedeni su standardni čelici za opruge s vrijednostima vlačne čvrstoće i uputama o upotrebi.

Tablica 53. Hladno valjane trake za opruge prema DIN 17222, (JUS C.B3.722) za rezanje, štancanje, utiskivanje, savijanje, namatanje sa kaljenjem u ulju

Oznaka	σ_B N/mm²	Primjeri upotrebe	Oznaka	σ_B N/mm²	Primjeri upotrebe
C 53, C 60, C 67 Č. 1630, Č. 1730, Č. 1733 C 75, M 75, M 85 Č. 1832, Č. 1834, Č. 1835 55 Si 7 Č. 2133	1200 . . . 1450	mnogostrana, zavisno od traženih mehaničkih svojstava	Mk 101 Č. 1930 71 Si 7 Č. 2135	1800 . . . 2400 1900 . . . 2400	Visokooptorećene vlačne opruge za satne i pogonske mehanizme
65 Si 7, 60 SiMn 5 Č. 2331, Č. 2330	1200 . . . 1600 1600 . . . 2000 1700 . . . 2200		66 Si 7 Č. 2134 67 SiCr 5 Č. 4230 50 CrV 4 Č. 4830 58 CrV 4 Č. 4831	1800 . . . 2300 1900 . . . 2400 1700 . . . 2300 1900 . . . 2400	mnogostrana, zavisna od traženih mehaničkih svojstava
Ck 53 (KC 53) Č. 1631	1200 . . . 1450				
Ck 60 (KC 60) Č. 1731	1300 . . . 1550				
Ck 67 (KC 67) Č. 1735	1400 . . . 1650				

Tablica 54. Okrugla žica za opruge prema DIN 17223, (JUS C.B6.012)

Oznaka	Kratica	Područje promjera	Upotreba
Patentirano vučena žica za opruge od nelegiranog čelika	A	0,3 . . . 10 mm	vlačne opruge, zavojne fleksione opruge i profilirane opruge za niska mirna i rijetko promjenljiva opterećenja
	B	0,3 . . . 17 mm	opruge za mirna i mala promjenljiva opterećenja
	C	0,07 . . . 17 mm	visokooptorećene tlačne, vlačne i zavojne fleksione i profilirane opruge, također za promjenljivo opterećenje
	II	0,07 . . . 2 mm	
Poboljšana žica za opruge	FD	1 . . . . 14 mm	opruge koje rade u području vremenske čvrstoće ili imaju umjereno trajno dinamičko opterećenje
Poboljšana žica za ventilske opruge	VD	1 . . . 7,5 mm	za sve opruge s visokim trajnim dinamičkim opterećenjem

Kvalitetu žice i trake za opruge od nerđajućeg čelika DIN X12 CrNi 17 7, X7 CrNiAl 17 7 i X5 CrNiMo 18 10 sa $\sigma_M = 1050$ do 2200 N/mm^2 (već prema debljini žice) vidi u DIN 17224.

Tablica 55. Najmanja vlačna čvrstoća (N/mm^2) okrugle žice za opruge DIN 2076. Materijal prema DIN 17223, (JUS C.B6.012) (izvadak)

d mm	Vrst žice						d mm	Vrst žice				
	A	B	C	II	FD	VD		A	B	C	FD	VD
0,30	1750	2100	2510	2700			2,4	1410	1690	1970	1650	1550
0,32	1740	2090	2510	2700			2,5	1400	1670	1940	1600	1500
0,34	1740	2090	2500	2700			2,6	1390	1650	1930	1600	1500
0,36	1730	2080	2490	2700			2,8	1370	1630	1890	1600	1500
0,38	1730	2080	2480	2700			3,0	1350	1600	1860	1550	1460
0,40	1730	2080	2480	2700			3,2	1340	1580	1830	1550	1460
0,43	1720	2070	2470	2700			3,4	1320	1560	1810	1550	1460
0,45	1710	2060	2460	2700			3,6	1300	1540	1780	1510	1430
0,48	1710	2060	2460	2700			3,8	1290	1520	1750	1510	1430
0,50	1700	2050	2450	2700			4,0	1280	1510	1730	1510	1430
0,53	1690	2040	2440	2600			4,25	1270	1490	1720	1470	1400
0,56	1690	2040	2430	2600			4,5	1250	1470	1700	1470	1400
0,60	1680	2030	2420	2600			4,75	1230	1450	1660	1470	1400
0,63	1670	2020	2410	2600			5,0	1210	1420	1630	1430	1370
0,65	1670	2020	2410	2600			5,3	1190	1400	1610	1430	1370
0,70	1660	2010	2400	2600			5,6	1170	1380	1580	1430	1370
0,75	1650	2000	2380	2550			6,0	1150	1350	1550	1430	1370
0,80	1640	1990	2370	2550			6,3	1140	1340	1540	1430	1370
0,85	1630	1970	2350	2500			6,5	1130	1320	1520	1390	1330
0,90	1620	1960	2340	2500			7,0	1110	1290	1480	1390	1330
0,95	1610	1950	2320	2500			7,5	1090	1270	1460	1390	1330
1,00	1600	1940	2310	2500	1800	1700	8,0	1070	1240	1430	1320	
1,05	1590	1930	2300	2500	1800	1700	8,5	1040	1220	1400	1320	
1,10	1590	1920	2290	2500	1800	1700	9,0	1020	1200	1380	1320	
1,20	1570	1900	2260	2400	1750	1650	9,5	1010	1170	1360	1320	
1,25	1560	1890	2240	2400	1750	1650	10,0	1000	1150	1350	1280	
1,30	1550	1880	2230	2400	1750	1650	10,5		1120	1330	1280	
1,40	1530	1860	2200	2300	1750	1650	11,0		1100	1320	1280	
1,50	1520	1840	2170	2300	1700	1600	12,0		1060	1280	1280	
1,60	1500	1820	2150	2300	1700	1600	12,5		1050	1260	1280	
1,70	1490	1800	2120	2250	1700	1600	13,0		1040	1250	1280	
1,80	1470	1780	2100	2250	1700	1600	14,0		1010	1220	1280	
1,90	1460	1760	2070	2150	1700	1600	15,0		990	1190		
2,00	1450	1750	2060	2150	1650	1550	16,0		980	1160		
2,10	1440	1730	2030		1650	1550	17,0		970	1130		
2,25	1430	1710	2000		1650	1550						

Tablica 56. Promjer d (mm) okrugle šipke čelika za opruge koje se vruće oblikuju prema DIN 2077, materijal prema DIN 17221 do 17225

7 8 9±0,2 10	11 12 12,5±0,2 13	14 15 16±0,2 17	18 19±0,2 20 21±0,3	22,5 24 25±0,3 26	28±0,3 30 32±0,4 34	36 38 40±0,4 42	45 48±0,4 50

Opruga se mora tako dimenzionirati da se postigne tražena specifična sila i da se ne prekorači dopušteno naprezanje. U tu svrhu često je potrebno i više puta proračunavati s pretpostavljanjem različitih dimenzija, da bi se udovoljilo tim zahtjevima. Bez takvog postupka nije moguće optimalno oblikovanje.

Tablica 57. Vatrootporni čelici za opruge prema DIN 17225

Vrst čelika	σ_M N/mm²	Granica tečenja u N/mm² pri °C					Granica puzanja u N/mm² pri °C			
		20	100	200	300	400	400	450	500	550
67 SiCr 5 Č. 4230	1500	1100	1100	1000	900					
50 CrV 4 Č. 4830	1350	1000	1000	1000	900					
45 CrMoV 6 7	1400	1050	**1050**	950	850	700	500	320		
30 WCrV 17 9	1400	1100	1100	1000	900	750	550	420	300	
65 WMo 43 8	1400	1100	1100	1000	900	800	600	470	350	200
X 12 CrNi 17 7 hladno valjan hladno vučen	1200 1600									

Vrst čelika	Modul elastičnosti u N/mm² pri °C							
	20	100	200	300	400	450	500	550
67 SiCr 5 Č. 4230	210000	206000	200000	193000				
50 CrV 4 Č. 4830	210000	206000	200000	193000				
45 CrMoV 6 7	210000	206000	200000	193000	181000	174000		
30 WCrV 17 9	210000	206000	200000	193000	181500	175000	171000	
65 WMo 34 8	210000	206000	200000	193000	184000	179000	175000	170000
X 12 CrNi 17 7	180000	175000	168000	161000				

Kovanje i toplinsko oblikovanje za opruge, X 12 CrNi 17 7 međutim hladno savijati, omatati itd.

Ovi se čelici upotrebljavaju za ventilne opruge na motorima, opruge za brtvenje i povratne ventilne opruge na lokomotivama, opruge razvodnika pregrijane pare na lokomotivama itd.

Tablica 58. Moduli elastičnosti E i moduli klizanja G uobičajenog materijala za opruge

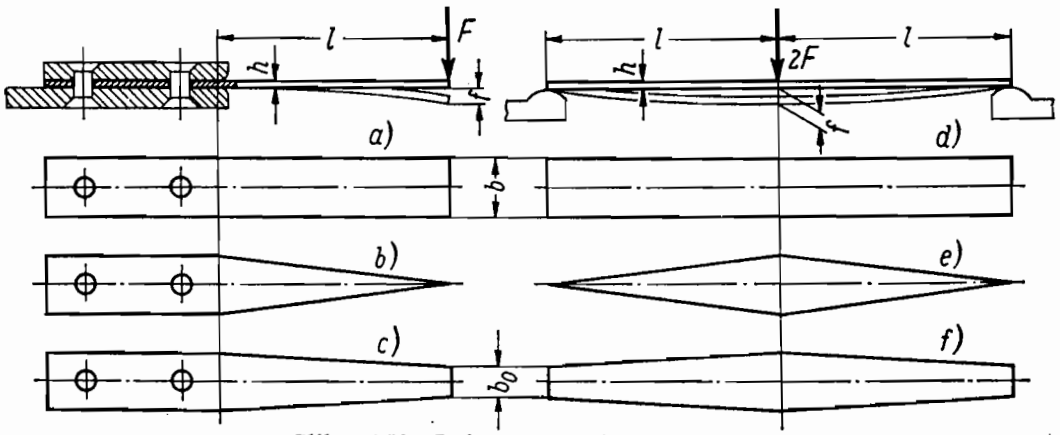
Materijal opruge	E N/mm²	G N/mm²
Patentirano vučena žica za opruge od nelegiranih čelika i poboljšana žica za opruge od nelegiranih čelika DIN 17223, (JUS C.B6.012)	≈210000	≈83000
Opruga od toplo oblikovanih čelika DIN 17221, (JUS C.B0.551)	≈210000	≈80000
Opruga od nerđajućeg čelika X 12 CrNi 17 7 DIN 17224	≈194000	≈73000
Opruge od kositrene bronce CuSn 8 F 95 i mjed CuZn 36 F 70 DIN 17682, (JUS C.D2.100 i 102)	≈112000	≈42000
Opruge od bakar-berilija CuBe 2 F 90 i CuBe F 85 kao i novo srebro CuNi 18 Zn 20 DIN 17682	≈135000	≈50000
Opruge od Ms 63 DIN 17660, (JUS C.D2.101) tvrdo vučene	≈ 94000	≈35000

3.2. Lisnate opruge kao savojne opruge

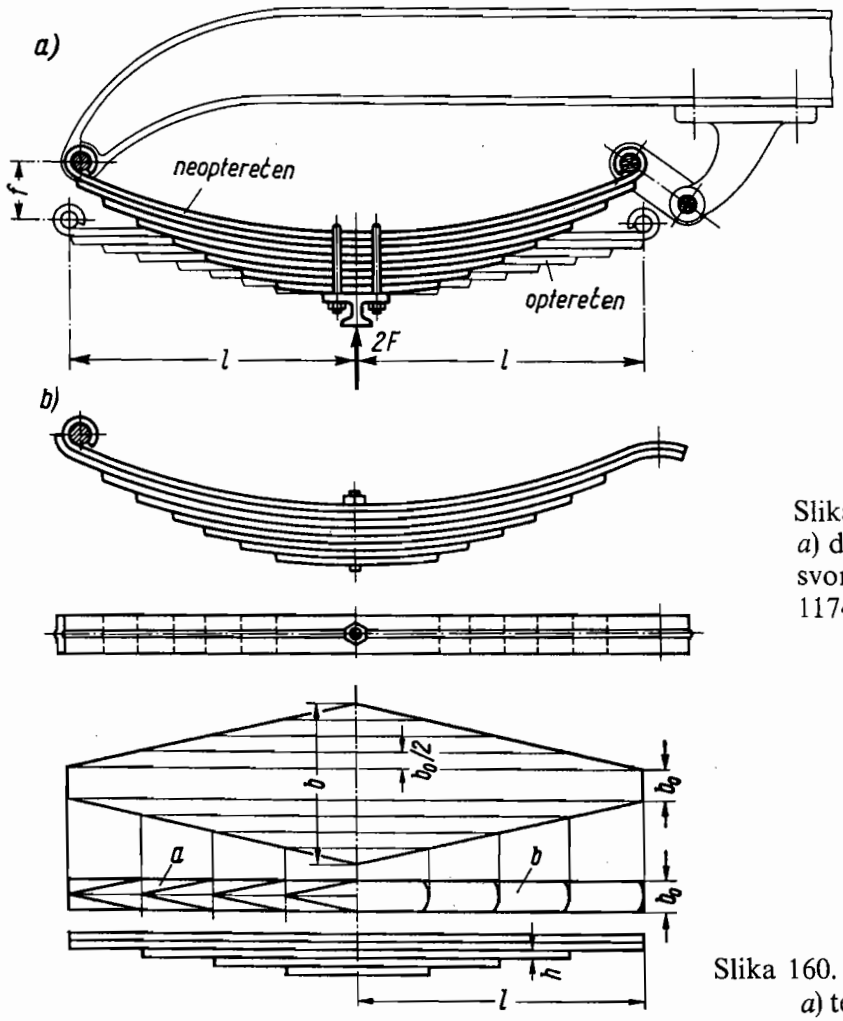
Jednostavne jednokrake i dvokrake lisnate opruge (sl. 158) uzimaju se npr. kao potisne opruge zasuna, zatega, skakalica ustavljača, kao kontaktne opruge u sklopkama i slično.

Lisnate opruge u sloju (sl. 159) služe prvenstveno za opruženje cestovnih vozila i vozila na tračnicama. One pretvaraju kratke tvrde udare vozne staze u duge mekane prigušene titraje. Lisnata opruga u sloju nastaje od dvokrakih

trapeznih listova različite dužine, koji se slažu jedan na drugi (sl. 160). Listovi opruge izrađuju se od valjanog plosnatog čelika za opruge DIN 4620 (JUS C.B3.025) ili DIN 1570 (JUS C.B3.031). Uobičajene oblike presjeka vidi na sl. 161. standardne završetke listova opruga za vozila na tračnicama DIN 5542, te sedlaste ploče za vješanje opruga DIN 5543.

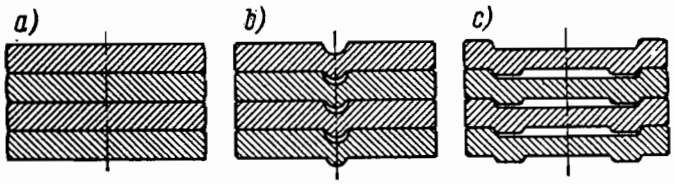


Slika 158. Jednostavne lisnate opruge
a) jednokraka pravokutna; *b*) jednokraka trokutna; *c*) jednokraka trapezna; *d*) dvokraka pravokutna; *e*) dvokraka trokutna; *f*) dvokraka trapezna



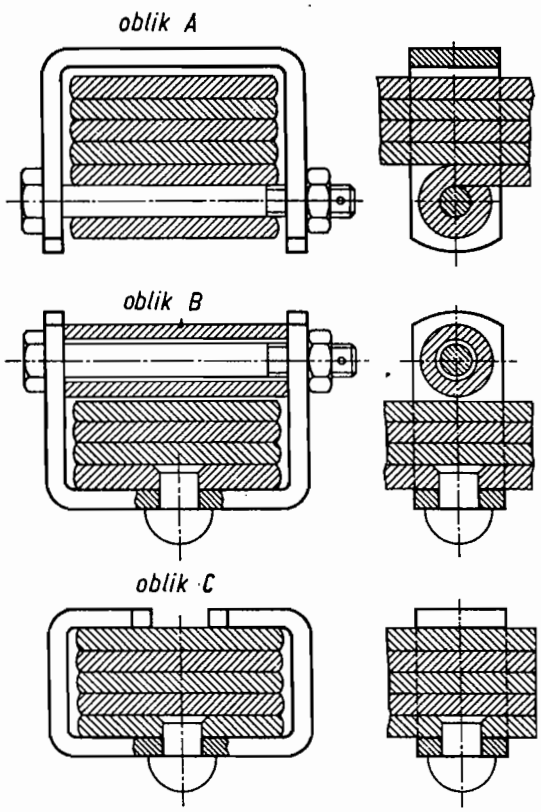
Slika 159. Lisnate opruge u sloju *a*) držač sa stremenom; *b*) držač sa svornjakom u sredini, prema DIN 11747 (lisnate opruge za teška kola s gumenim kotačima)

Slika 160. Nastajanje sloja lisnate opruge
a) teoretski oblik; *b*) praktički oblik

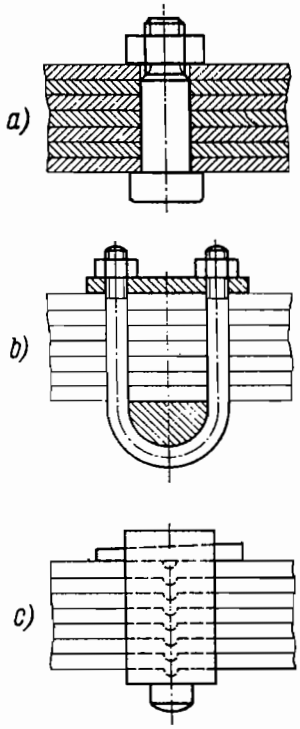


Slika 161. Presjeci lisnate opruge *a*) pravokutnik DIN 1544 (JUS C.B3.530); *b*) s rebrom u sredini DIN 1570 (JUS C.B3.031); *c*) Krupp-profil

Glavni list, kao najgornji najduži list, savijen je na krajevima oko svornjaka ležišta. Protiv poprečnog pomaka osiguran je profilom samog presjeka (sl. 161b i c) ili *stremenom* (sl. 162). Svežanj listova mora se u sredini povezati, da bi se opterećenje sigurno prenijelo na sve listove. Nekoliko *držača svežnja listova* pokazuje sl. 163.



Slika 162. Spone za opruge prema DIN 4621



Slika 163. Držači svežnja listova *a*) sa svornjakom u sredini; *b*) sa stremenima; *c*) s klinom i izbočinom u sredini lista

Jednadžbe za proračun:

$$\textit{Naprezanje na savijanje} \quad \sigma_f = F \cdot l / W \tag{110}$$

$$\textit{Progib} \quad f = k \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I} \tag{111}$$

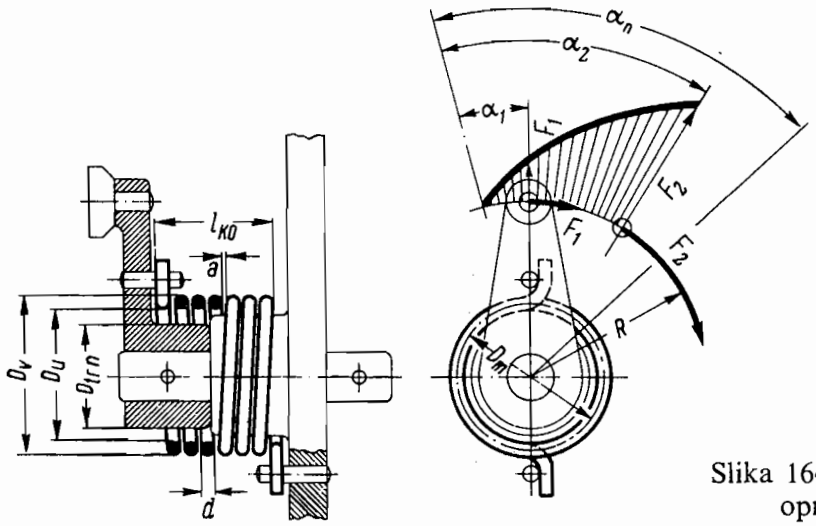
σ_f u N/mm^2	savojno naprezanje u presjeku lista,
F u N	sila koja djeluje na oprugu,
f u mm	progib pri opterećenju silom F,
l u mm	krak sile prema opasnom presjeku,
W u mm^3	moment otpora lista opruge $= b \cdot h^2/6$,
I u mm^2	moment inercije lista opruge $= b \cdot h^3/12$,
E u N/mm^2	modul elastičnosti materijala opruge (tablica 58, str. 145),
k	proračunski faktor prema tablici 59.

Tablica 59. Proračunski faktori k za lisnate opruge

b_0/b	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	1,5	1,4	1,32	1,26	1,2	1,17	1,12	1,08	1,05	1,03	1,0

3.3. Zavojna fleksiona opruga kao opruga za okretanje

Zavojne fleksione opruge su namotane u obliku zavojnice, a *opterećene su na savijanje* (sl. 164). Najčešće se upotrebljavaju za povratni hod poluga. Jedan kraj opruge mora biti ovješen na poluzi, a drugi kraj na ležaj opruge koji miruje. U početnom položaju opruga je predopterećena i pritiskuje polugu na graničnik (naslon). DIN 2088 (Proračun i konstrukcija zavojnih fleksionih opruga), među ostalim kaže: Ako je zavojna fleksiona opruga vođena na jednom svornjaku (svornjak ili glavina kao na sl. 164), treba paziti da između opruge i vodilice ostane dovoljno zračnosti (da se opruga pri okretanju ne stisne na vodilicu). Kao približnu vrijednost za promjer trna može se uzeti $D_{trn}=0{,}8$ do $0{,}9\ D_u$ a za tuljak $D_{tulj}=1{,}1$ do $1{,}2\ D_v$.

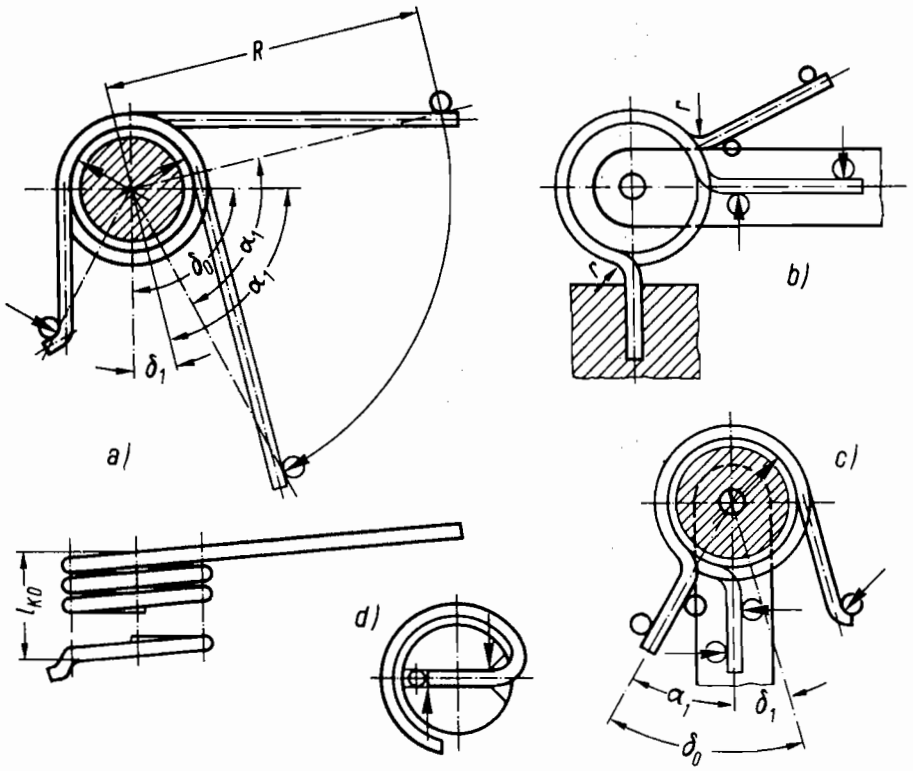


Slika 164. Zavojna fleksijska opruga kao opruga za povratni hod poluge

U interesu ekonomične proizvodnje treba težiti za što jednostavnijom konstrukcijom krakova, tj. tangencijalno oblikovanim krakovima (sl. 165a). S obzirom na mogućnost dovoljno točnog proračunavanja treba težiti za čvrstim upijanjem krakova (sl. 165b do d). Kao čvrsto upinjanje vrijedi svako upinjanje koje unosi par sila. Najmanji unutarnji polumjer savijanja r na krakovima ne treba da bude manji od promjera žice d (sl. 165b).

Treba nastojati da odnos namatanja bude $w=D_{sr}/d=4$ do 15, u iznimnim slučajevima $w=3$. Da bi se izbjegle sile trenja, ne smiju ni kod ograničenih ugradbenih duljina navoji nalijegati stegnuto jedan uz drugi. Ako iz konstrukcionih razloga treba ispuniti veći ugradbeni prostor, onda se to ne ostvaruje pomoću velikog uspona navoja; bolje je smanjenjem srednjeg promjera D_{sr} i odgovarajućim povećanjem broja navoja i_f.

Zavojne opruge treba uvijek opterećivati u smjeru zavojnice opruge, tako da je vanjska strana navoja opterećena na vlak. Kod obratnog, otvarajućeg okretanja, postoji zbog vlastitih naprezanja opruge sklonost popuštanju elastičnih svojstava ili puzanju.



Slika 165. Izvedba krakova i držača zavojnih fleksijskih opruga prema DIN 2088
a) s tangencijalnim krakovima, bez upinjanja (nepovoljno); *b*) čvrsto upeti krakovi (povoljno); *c*) mirujući krak čvrsto upet, pomičan krak nije upet (nepovoljno, bolje obratno); *d*) u svornjaku ili trnu čvrsto upet krak (povoljno)

. Opruge do 12 mm debljine žice namataju se hladno, a preko 12 mm toplo, zbog prevelikih sila za namatanje.

Opterećenje opruge je momentom $M = F \cdot R$ koji izaziva savojna naprezanja. Ako oprugu *opterećujemo u smjeru namatanja* (normalan slučaj), treba računati

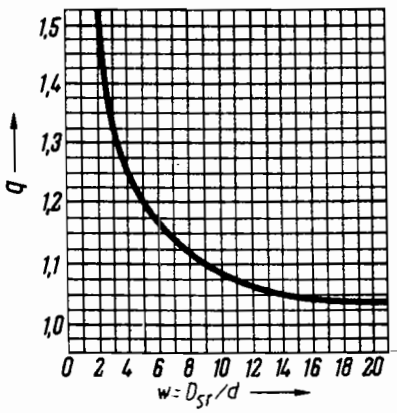
$$\textit{idealno savojno naprezanje} \qquad \sigma_i = M/W \qquad (112)$$

Ako pak oprugu opterećujemo *suprotno smjeru namatanja*, onda treba uzeti u obzir povišenje naprezanja zbog zakrivljenosti žice i računa se:

$$\textit{najveće vlačno naprezanje od savijanja} \qquad \sigma_q = q \cdot \sigma_i \qquad (113)$$

σ_i u N/mm^2	idealno savojno naprezanje u presjeku žice,
M u Nmm	moment savijanja u presjeku žice = moment opruge $F \cdot R$,
W u mm	moment otpora presjeka žice $= \pi \cdot d^3/32 \approx 0{,}1\, d^3$,
σ_q u N/mm^2	vlačno naprezanje od savijanja na unutarnjoj strani presjeka nastalo savijanjem žice,
q	faktor koji obuhvata povišenje naprezanja zbog savijanja žice, prema sl. 166.

U načelu, ni u kojem slučaju ne bi trebalo prekoračiti 0,7 vrijednost vlačne čvrstoće žice; stoga treba uzeti $\sigma_{dop}=0{,}7\ \sigma_M$ (σ_M vidi tablice 54 do 56, str. 143 i 144). Za titrajno opterećene opruge upotrebljava se prvenstveno patentirano vučena žica za opruge C, prema tablici 55, str. 144. Kod takvog *titrajnog opterećenja* za praktički neograničen vijek trajanja, ne smije *razlika naprezanja* proizašla *iz hoda opruge* $\sigma_h=\sigma_{max}-\sigma_{min}$ prekoračiti dopuštenu vrijednost naprezanja prema jednadžbi (114). Pri tome je σ_{max} najveće, a σ_{min} najmanje naprezanje na savijanje unutar jednog titraja (σ_{max} i σ_{min} uzima se prema jednadžbi (112) ili (113), već prema tome u kojem je smjeru opruga opterećena). Prema dijagramima dinamičke izdržljivosti za žicu C iznosi:



Slika 166. Faktor naprezanja q prema DIN 2088

dopušteno naprezanje hoda opruge

$$\sigma_{h\,dop}\approx 700\ \frac{N}{mm^2}-0{,}25\ \sigma_{min} \qquad (114)$$

Nadalje je:

kut zakretanja $$\alpha=\frac{M\cdot l}{I\cdot E} \qquad (115)$$

α u rad	kut zakretanja = kut opružnog djelovanja (α_1, α_2, α_n), 1 rad = 57,3°,
l u mm	ispružena duljina navoja s opružnim djelovanjem bez krakova [jednadžbe (116) i (117)],
I u mm^4	moment inercije presjeka žice $=\pi d^4/64\approx 0{,}05\ d^4$,
E u N/mm^2	modul elastičnosti materijala opruge (tablica 58, str. 145),
M u N mm	vidi legendu uz jednadžbu (113).

Ispružena duljina navoja s opružnim djelovanjem

kod $a+d\leqq D_{sr}/4$: $$l=D_{sr}\cdot\pi\cdot i_f \qquad (116)$$

kod $a+d>D_{sr}/4$: $$l=\sqrt{(D_{sr}\cdot\pi)^2+(a+d)^2} \qquad (117)$$

duljina neopterećene opruge: $$l_{KO}=i_f\,(a+d)+d \qquad (118)$$

D_{sr} u mm	srednji promjer namota opruge,
i_f	broj namotaja s opružnim djelovanjem,
a u mm	slobodan razmak između navoja s opružnim djelovanjem,
d u mm	promjer žice (tablica 55, str. 144).

Pri opterećenju opruge u smjeru namota smanjuje joj se unutarnji promjer od D_u na $D_{u\alpha}$. Unutarnji primjer $D_{u\alpha}$ mora biti veći od promjera svornjaka D_s. Ako oprugu opterećujemo suprotno njenom smjeru navoja, onda se njen vanjski promjer D_v povećava na $D_{v\alpha}$. Taj promjer mora uvijek ostati manji nego unutarnji promjer tuljka D_t.

Unutarnji, odnosno vanjski promjer opterećene opruge

$$D_{u\alpha,\,v\alpha} \approx D_{sr} \frac{i_f}{i_f \pm \frac{\alpha}{2\pi}} \mp d \tag{119}$$

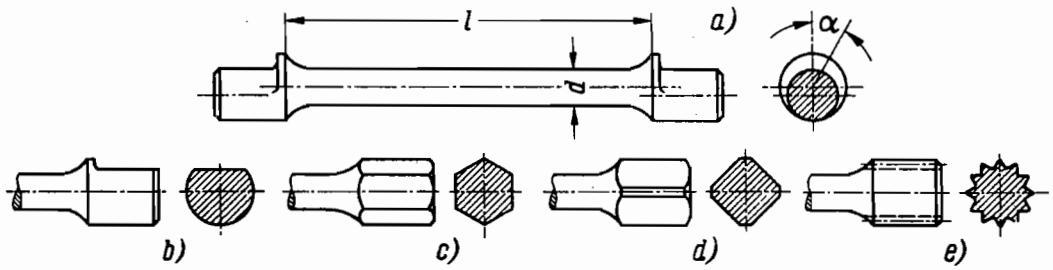
Gornji plus ili minus znakovi vrijede za $D_{u\alpha}$, donji za $D_{v\alpha}$.

Dane jednadžbe za proračun vrijede isključivo samo za opruge s učvršćenim, kružno vođenim krakovima opruge bez trenja. Ako krakovi nisu dobro učvršćeni, opruga se mora voditi na svornjaku ili u tuljku. U jednadžbi (115) zanemaren je i onaj dio kuta okretanja, koji dodatno nastaje zbog savijanja krakova. Kod zavojnih savojnih opruga s malim brojem navoja i dugim krakovima mora se uzeti u obzir i savijanje krakova. Za ove vrijedi jednadžba (111) jednokrake lisnate opruge sa $k=1$, $I \approx 0{,}05\, d^4$ i l kao duljina odgovarajućeg kraka opruge.

DIN 2088, osim kontrole savojnog naprezanja u navojima s opružnim djelovanjem, predviđa i kontrolu naprezanja u savijenim krakovima opruge.

3.4. Ravna šipkasta (okrugla) kao torziona opruga

Ravne torzione opruge (sl. 167) upotrebljavaju se kao prigušivači torzionih vibracija (npr. zglobna vratila na motornim vozilima), za mjerenje sila pritezanja kod momentnih ključeva, elastičnih spojki i slično. One djeluju opružno zakretanjem stanjenog struka opruge (vidi 3.3.). Razna učvršćenja krajeva prikazuje sl. 167. Kod krajeva sa trokutastim ozubljenjem moguće je premještanje od zuba do zuba (trokutasto ozubljenje vidi u 2.3.4.).



Slika 167. Ravna torziona opruga s raznim završecima za upinjanje
a) ekscentar; *b*) plosnati dio; *c*) šesterokut; *d*) četverokut; *e*) trokutast profil

Tablica 60. Orijentacione vrijednosti za dopuštena torziona naprezanja (N/mm²) opruga od okruglih šipki 50 Cr V 4, (Č. 4830)

Površina	Opterećenje	τ_{dop} za d mm				
		20	30	40	50	60
brušena	promjenljivo	200	190	180	140	90
	jednosmjerno	400	380	360	280	180
tlačena	promjenljivo	300	290	260	250	190
	jednosmjerno	600	580	520	500	380

Zbog zareznog djelovanja na mjestima učvršćenja krajevi opruge su pojačani, a prijelaz na struk pažljivo je zaobljen. Naknadno valjanje struka (sačmarenje pomoću kuglica) ili fino brušenje povisuje dinamičku izdržljivost. Materijal je najčešće 50 CrV 4 (Č. 4830), sa $\sigma_M \approx 1500\ N/mm^2$. *Standardne promjere šipkastih opruga* vidi u tablici 56, str. 144, a *dopuštena naprezanja* vidi u tablici 60 str. 151).

Proračun prema DIN 2091:

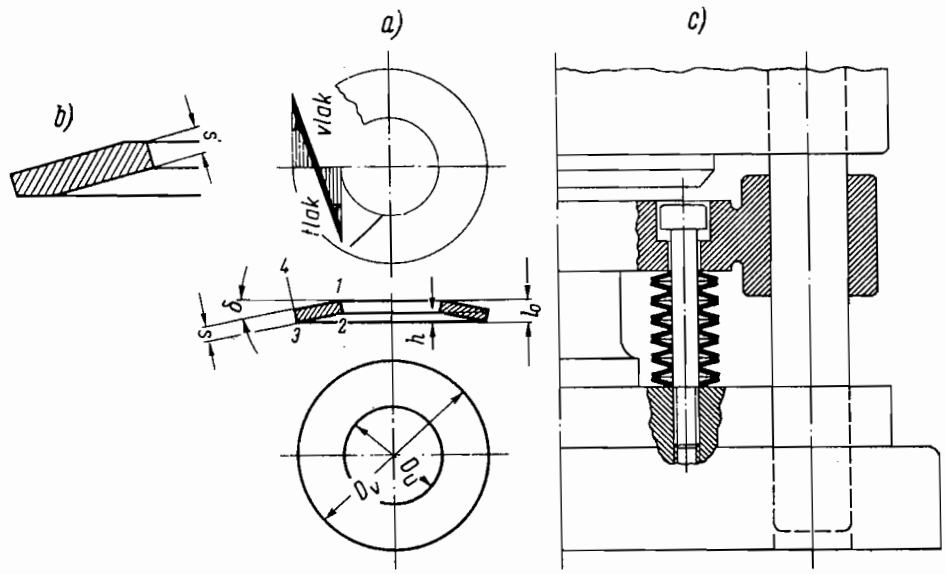
Torziono naprezanje
$$\tau = T/W_t \tag{120}$$

kut elastičnog uvijanja
$$\alpha = \frac{T \cdot l}{I_t \cdot G} \tag{121}$$

τ u N/mm^2	torziono naprezanje u presjeku štapa $\leqq 700\ N/mm^2$,
T u N mm	okretni moment opruge,
W_t u mm^3	moment otpora presjeka štapa pri uvijanju $\approx 0{,}2\ d^3$,
α u rad	kut elastičnog uvijanja (opruženja),
l u mm	duljina struka opruge,
I_t u mm^4	moment inercije pri uvijanju $\approx 0{,}1\ d^4$,
G u N/mm^2	modul klizanja materijala opruge (tablicu 58, str. 145).

3.5. Tanjuraste opruge kao tlačne opruge

Tanjuraste opruge su prstenaste ploče stožasta oblika (sl. 168), koje se složene u stupove najčešće povežu kroz sredinu svornjakom. Njihova upotreba proteže se od steznih elemenata za valjne ležajeve, do elastičnog opruženja strojeva i temelja. Tanjuraste opruge osobito su prikladne za velike sile i male progibe.



Slika 168. Tanjuraste opruge
a) pojedinačan tanjur grupe 1 i 2; *b*) pojedinačan tanjur s plosnatim naležnim površinama i reduciranom debljinom grupe 3; *c*) stup tanjura u stalku reznog alata

Pogodan je $\delta=4$ do 7°, $s/D_v=0{,}03$ do 0,06, $f\leqq 0{,}75\,h$. Materijal tanjura najčešće je Ck 67 (Č. 1735), 67 SiCr 5 (Č. 4230) ili 50 CrV4 (Č. 4830). U tablici 61 navedene su dimenzije mekanih i tvrdih tanjura prema DIN 2093, te sile tanjura F kod progiba $f=0{,}75\,h$.

Tanjuraste opruge dijelimo u tri grupe:

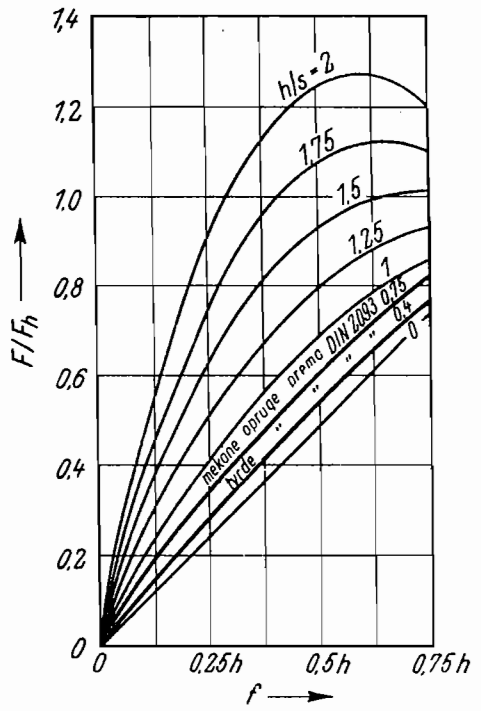
Grupa 1: Debljina tanjura $s<1$ mm, hladno oblikovano.

Grupa 2: Debljina tanjura $s\geqq 1$ mm i manje od 4 mm hladno oblikovano. Unutarnji i vanjski promjer obrađeni su skidanjem čestica, a na unutarnjem promjeru bridovi su zaobljeni.

Grupa 3: Debljine tanjura $s=4$ do 14 mm, toplo oblikovan, opruga je sa svih strana obrađena odvajanjem čestica. Bridovi su na unutarnjem i vanjskom promjeru zaobljeni. Tanjuri imaju naležne površine i time reduciranu debljinu s'.

Pri opterećenju se tanjur izvana rasteže, a iznutra steže (stlačuje), sl. 168a. Budući da naprezanja na rubu ne slijede proporcionalno veličinu progiba, tanjuraste opruge imaju zakrivljene karakteristike (sl. 169). U omjeru F/F_h na sl. 169 F predočuje odgovarajuću silu tanjura, a F_h silu tanjura pri $f=h$.

Sila se uvodi na mjestima 1 i 3 (sl. 168a). Na mjestima 2 i 3 nastaju najveća naprezanja. Prema DIN 2092 jednadžbe za pojedini tanjur grupe 1 i 2 glase:



Slika 169. Teoretske karakteristike pojedinačnih tanjura prema DIN 2092

Sila opruge

$$F=k\,\frac{s^3}{\alpha\cdot D_v^2}f\cdot\left[\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{s}\right)\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{2s}\right)+1\right] \qquad (122)$$

Normalno naprezanje

$$\sigma_1=k\,\frac{s}{\alpha\cdot D_v^2}f\cdot\left[-\beta\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{2s}\right)+\gamma\right] \qquad (123)$$

Normalno naprezanje

$$\sigma_2=k\,\frac{s}{\alpha\cdot D_v^2}f\cdot\left[-\beta\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{2s}\right)+\gamma\right] \qquad (124)$$

Normalno naprezanje

$$\sigma_3=k\,\frac{s}{\alpha\cdot D_v^2}\,\frac{f}{\delta}\cdot\left[(2\gamma-\beta)\left(\frac{h}{s}-\frac{f}{2s}\right)+\gamma\right] \qquad (125)$$

specifična sila

$$c=k\,\frac{s^3}{\alpha\cdot D_v^2}\cdot\left[\left(\frac{h}{s}\right)^2-3\,\frac{h}{s}\,\frac{f}{s}+\frac{3}{2}\left(\frac{f}{s}\right)^2+1\right] \qquad (126)$$

F u N	opružna sila u jednom tanjuru,
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ u N/mm²	normalna naprezanja na rubu tanjura na mjestima 1, 2 i 3. Vlačna su naprezanja pozitivna, tlačna negativna,
s u mm	debljina tanjura,
h u mm	progib pojedinog tanjura do izravnanja u ravninu,
f u mm	progib pojedinog tanjura,
α, β, γ u N/mm²	faktori prema tablici 62,
$\delta = D_v/D_u$	odnos promjera,
k u N/mm²	faktor elastičnosti prema jednadžbi (127). Za čelik sa $E = 210000$ N/mm² je $k = 923000$ N/mm².

faktor elastičnosti

$$k = \frac{4E}{1-\mu^2} \qquad (127)$$

E u N/mm² modul elastičnosti materijala opruge (tablica 58, str. 142),
μ Poissonov broj, materijala opruge $= -0{,}3$ za žilave metale.

Za tanjure grupe 3 standardi upućuju na odgovarajuću literaturu.

Tablica 61. Tanjuraste opruge od pernog čelika sa $E = 210000$ N/mm² prema DIN 2093

		Red A: tvrde opruge			Red B: meke opruge					Red A: tvrde opruge			Red B: meke opruge		
D_v	D_u	s	h	F	s	h	F	D_v	D_u	s	h	F	s	h	F
mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	N	mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	N
8	4,2	0,4	0,2	210	0,3	0,25	120	**56**	28,5	3	1,3	11500	2	1,6	4600
10	5,2	0,5	0,25	340	0,4	0,3	210	**63**	31	3,5	1,4	15500	2,5	1,75	7400
12,5	6,2	0,7	0,3	660	0,5	0,35	300	**71**	36	4	1,6	21000	2,5	2	6900
14	7,2	0,8	0,3	800	0,5	0,4	290	**80**	41	5	1,7	35000	3	2,3	11000
16	8,2	0,9	0,35	1050	0,6	0,45	420	**90**	46	5	2	32000	3,5	2,5	14500
18	9,2	1	0,4	1300	0,7	0,5	580	**100**	51	6	2,2	49000	3,5	2,8	13500
20	10,2	1,1	0,45	1550	0,8	0,55	770	**112**	57	6	2,5	46000	4	3,2	18500
22,5	11,2	1,25	0,5	1950	0,8	0,65	730	**125**	64	8	2,6	87000	5	3,5	31000
25	12,2	1,5	0,55	3000	0,9	0,7	880	**140**	72	8	3,2	87000	5	4	28500
28	14,2	1,5	0,65	2900	1	0,8	1150	**160**	82	10	3,5	140000	6	4,5	41000
31,5	16,3	1,75	0,7	4000	1,25	0,9	1950	**180**	92	10	4	130000	6	5,1	39000
35,5	18,3	2	0,8	5300	1,25	1	1750	**200**	102	12	4,2	195000	8	5,6	79000
40	20,4	2,25	0,9	6500	1,5	1,15	2700	**225**	112	12	5	180000	8	6,5	72000
45	22,4	2,5	1	7900	1,75	1,3	3700	**250**	127	14	5,6	255000	10	7	120000
50	25,4	3	1,1	12500	2	1,4	4900								

Tablica 62. Faktori za tanjuraste opruge prema DIN 2092

δ	α	β	γ	δ	α	β	γ	δ	α	β	γ
1,2	0,29	1,00	1,04	**2,6**	0,77	1,35	1,60	**4,0**	0,80	1,61	2,07
1,4	0,45	1,07	1,13	**2,8**	0,78	1,39	1,67	**4,2**	0,80	1,64	2,13
1,6	0,56	1,12	1,22	**3,0**	0,79	1,43	1,74	**4,4**	0,80	1,67	2,19
1,8	0,64	1,17	1,30	**3,2**	0,79	1,47	1,81	**4,6**	0,80	1,70	2,25
2,0	0,70	1,22	1,38	**3,4**	0,80	1,50	1,88	**4,8**	0,79	1,73	2,32
2,2	0,74	1,27	1,46	**3,6**	0,80	1,54	1,94	**5,0**	0,78	1,76	2,37
2,4	0,76	1,31	1,53	**3,8**	0,80	1,57	2,00				

Pri *konstantnom ili rijetko promjenljivom opterećenju* opruga se smije deformirati (stlačiti) do $f=0{,}75\ h$. Pri tome nastaju naprezanja $\sigma_1 = 2000$ do $2400\ \text{N/mm}^2$. Ako se ta granica prekorači, postoji opasnost da opruga sjedne.

Kod *promjenljivog opterećenja* mjerodavna su naprezanja σ_2 i σ_3 na donjoj strani tanjura, jer se na tim mjestima javlja prskotina zbog umornosti. Ova naprezanja moraju sa stanovitom sigurnošću ostati ispod dinamičke izdržljivosti tanjura, tj. razlika između gornjeg i donjeg naprezanja $\sigma_{h2} = \sigma_{g2} - \sigma_{d2}$ odnosno $\sigma_{h3} = \sigma_{g3} - \sigma_{d3}$ ne smije za praktički neograničenu izdržljivost prekoračiti dopušteno naprezanje prema jednadžbi (128). Pri tome je σ_g odn. σ_1 najveće a σ_d odn. σ_2 najmanje naprezanje koje nastaje [jednadžbe (123) odn. (124)] unutar jednog titraja. Osim toga mora i gornje naprezanje σ_{g1} odn. σ_{g2} ostati ispod granice tečenja materijala.

Prema tome će biti:

dopušteno naprezanje hoda opruge (dopuštena razlika između gornjeg i donjeg naprezanja)

$$\sigma_{h\,dop} \approx \frac{\sigma_H - a \cdot \sigma_d}{S} \tag{128}$$

dopušteno gornje naprezanje $\sigma_{g\,dop} = \sigma_T / S$ (129)

σ_H u N/mm^2 čvrstoća hoda opruge za jednosmjerno promjenljivo naprezanje uz $\sigma_d = 0$.
$\sigma_H = 740\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 1,
$= 710\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 2,
$= 630\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 3.

a faktor opadanja čvrstoće hoda opruge za jednosmjerno promjenljivo naprezanje.
$a = 0{,}25$ za opruge grupe 1,
$= 0{,}33$ za opruge grupe 2,
$= 0{,}50$ za opruge grupe 3.

σ_T u N/mm^2 granica tečenja materijala opruge.
$\sigma_T = 1300\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 1,
$= 1250\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 2,
$= 1200\ \text{N/mm}^2$ za opruge grupe 3.

S faktor sigurnosti 1,3 do 1,5 u normalnim prilikama.

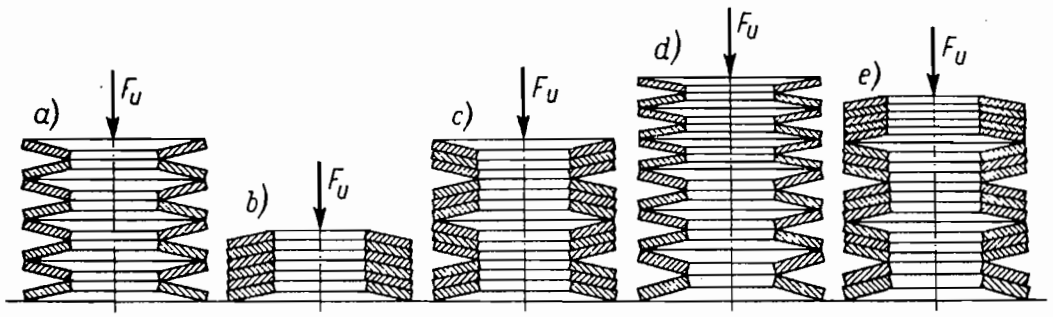
Kod promjenljivo opterećenih tanjurastih opruga preporučuje se očvršćivanje površine npr. sačmarenjem odn. mlazom čeličnih kuglica. Na taj način opterećene opruge treba ugrađivati s prednaprezanjem koje daje deformaciju

Tablica 63. Sile u stupovima F_u i progib f_u u stupovima tanjurastih opruga

Stup prema		Sl. 170a	Sl. 170b	Sl. 170c	Sl. 170d	Sl. 170e
Sila stupa	$F_u =$	F	$n \cdot F$	$n \cdot F$	F	$\Sigma (n \cdot F)$
Pregib stupa	$f_u =$	$i \cdot f$	f	$i \cdot f$	$\Sigma (i \cdot f)$	$\Sigma (i \cdot f)$

F = sila tanjura f = progib tanjura
n = broj pojedinačnih tanjura složenih u istom smislu u jedan paket
i = broj u oba smjera poredanih u stup pojedinačnih tanjura ili paketa opruga

$f_1 = 0{,}15$ do $0{,}20\,h$, kako bi se spriječilo nastajanje prskotina zbog umornosti materijala na mjestu 1 (sl. 168a), izazvanih preostalim vlačnim naprezanjima u opruzi.



Slika 170. Slaganje tanjura u stupove
a) jednaki tanjuri izmjenično; *b*) jednaki tanjuri u istom smislu; *c*) jednaki tanjuri izmjenično u paketima; *d*) različite debljine tanjura izmjenično; *e*) različite debljine tanjura izmjenično u paketima

Mogućnost kombinacije *stupca tanjurastih opruga* pokazuje slika 170, a *sile stupca* F_u i *progibe* f_u za razne načine sastavljanja daje tablica 63. U stupcima s tanjurima različite debljine najtanji tanjuri postižu najprije svoj maksimalni progib. Sila F_u ne smije stoga spljoštiti najtanje tanjure. Ako se to ipak dogodi, tada se za tako složene opruge u stupac dobiva lomljena karakteristika, jer tanjuri više nisu elastični.

Tablica 64. Dopuštena odstupanja tanjurastih opruga prema DIN 2093

Reducirane debljine tanjura opruga grupe 3	s mm s' mm	4 3,75	5 4,70	6 5,60	8 7,50	10 9,40	12 11,25	14 13,10

Grupa	s odn. s' mm	$l_0 \approx s+h$ odn. $l_0 \approx s'+h$ mm	F kod $f \approx 0{,}75\,h$	Zračnost između svornjaka za vodenje i unutarnjeg promjera D_u	
				D_u mm	Zračnost mm
1	0,3 . . . 0,4 +0,020 −0,030 0,5 . . . 0,6 +0,025 −0,035 0,7 . . . 0,8 +0,030 −0,040 0,9 +0,035 −0,045	+0,075 −0,025	+25% −7,5%	4,2 . . . 14,2	0,2
				16,3 . . . 18,3	0,3
2	1 +0,035 −0,045 1,1 . . . 1,25 +0,040 −0,050 1,5 . . . 1,75 +0,045 −0,055 2 +0,050 −0,060	+0,10 −0,05	+15% −7,5%	20,4 . . . 25,4	0,4
				28,5	0,5
	2,25 . . . 2,5 +0,055 −0,065 3 . . . 3,5 +0,065 −0,075	+0,15 −0,05		31 . . . 64	1
				72 . . . 127	2
3	4 . . . 14 ±0,20	±0,20	±5%		

Pri slaganju opruga u stupce dolaze do izražaja odstupanja mjera (tolerancije) pojedinih tanjura, pa se one moraju uzeti u obzir u konstrukciji. To vrijedi i za tolerancije sila opruga. U tablici 64 navedena su dopuštena odstupanja prema DIN 2093 te potrebna zračnost između svornjaka za vođenje i provrta tanjura.

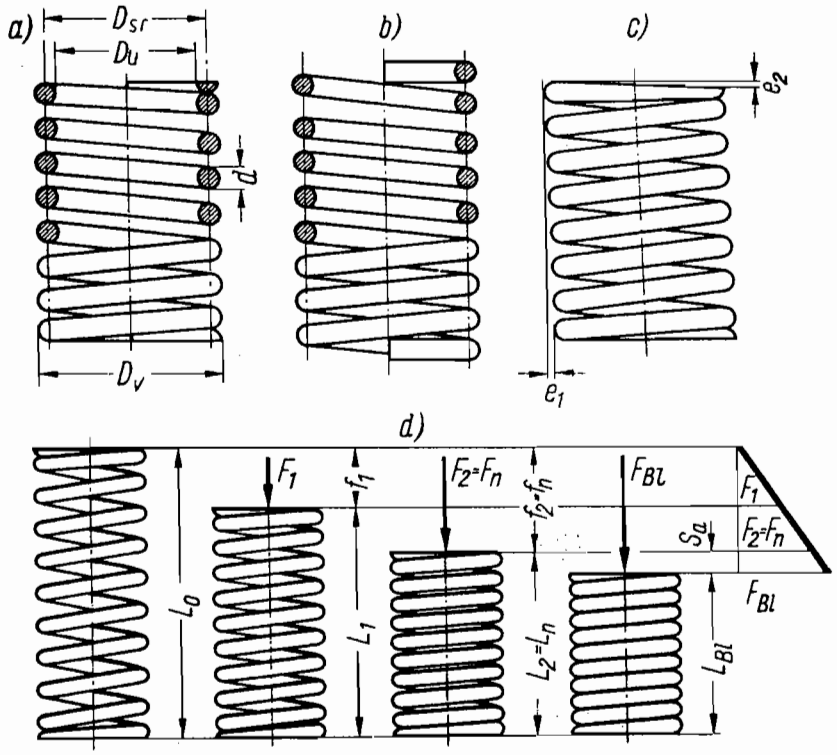
3.6. Cilindrične tlačne i vlačne opruge

3.6.1. Hladno oblikovane tlačne opruge od okrugle žice

Najčešće se javljaju *cilindrične tlačne opruge od okrugle žice*. One se upotrebljavaju npr, kao tlačne i povratne opruge, ventilske opruge za mjerenje sile, za ograničenje sile i slično. Slika 171 pokazuje izvedbu prema DIN 2095.

Do 10 mm promjera žice opruge se oblikuju hladno, između 10 i 17 mm hladno i toplo, već prema materijalu, tehnologiji izrade i veličini opterećenja (hladno ili toplo oblikovanje treba ugovoriti s proizvođačem!). *Standardne promjere žice d* vidi u tablici 55, str. 144.

DIN 2095 navodi: „Krajeve opruge koji služe za prenošenje sile na priključna tijela treba tako oblikovati, da se koliko je moguće izbjegnu jednostrana opterećenja s čeone strane dijela opruge s opružnim djelovanjem. To se općenito postiže smanjenjem uspona na krajnjem izlaznom navoju žice. Da bi se dobile dovoljne naležne plohe okomito na os opruge, odbruse se krajevi žice do $d/4$. Ispod $d = 0{,}5$ mm krajnji navoji u pravilu se ne bruse.



Slika 171. Hladno oblikovane tlačne opruge
a) krajnji navoji prilegnuti i brušeni; *b*) krajnji navoji prilegnuti; *c*) odstupanja oblika; *d*) sile i duljine opruga

Kod tlačnih opruga, naročito onih koje su izložene čestim promjenama opterećenja, treba nastojati da završeci izlaznih navoja leže međusobno zaokrenuti za 180°, te da uvijek ima ukupno $4\frac{1}{2}$, $5\frac{1}{2}$, $6\frac{1}{2}$ itd. navoja. Budući da završni krajevi nisu elastični, treba razlikovati *ukupan broj navoja* i_{uk} od broja navoja s *opružnim djelovanjem* i_f. U pomenutom DIN 2095 (slika 171) je $i_{uk} = i_f + 2$.

Ako svi navoji leže jedan na drugom (dodiruju se), onda tlačna opruga ima stisnutu *duljinu bloka* L_{B1}:

kod naslonjenih i brušenih krajnih navoja $L_{B1} = i_{uk} \cdot d$ (130)

kod samo naslonjenih krajnih navoja $L_{B1} = (i_{uk} + 1{,}5)\, d$ (131)

L_{B1} u mm duljina stisnute opruge bloka,
i_{uk} ukupan broj navoja,
d u mm promjer žice.

U jednadžbe (130) i (131) uključene su izradne tolerancije $+0{,}5\,d$.

U načelu treba da kod *ispitne sile* F_n ostane još *minimalan razmak između navoja s opružnim djelovanjem*, prema tablici 65.

Dopuštena odstupanja za opruge obuhvataju promjer navoja D_{sr}, duljinu nestlačene opruge L_0, silu opruge F, odstupanje osi opruge od okomice e_1, odstupanje e_2 u paralelnosti čeonih ploha (sl. 171c) i to u kvalitetama *grubo*, *srednje* i *fino* (tablica 66). Da bi proizvođač mogao održati zadane sile, treba mu ostaviti *mjere slobodne za moguću korekturu* pri izradi opruge. Za to mora biti slobodno:

kod *jedne* zadane sile na opruzi i propisane duljine L_0: i_f i jedna veličina d li D_v odn. D_u,

kod *dvije* zadane sile na opruzi: L_0, i_f i d ili D_v odn. D_u.

Tablica 65. Zbroj S_a najmanjih razmaka među navojima prema DIN 2095

d mm	S_a mm	x u mm^{-1} pri odnosu namatanja $w = D_{sr}/d$			
		4 do 6	preko 6 do 8	preko 8 do 12	preko 12
0,07 do 0,5	$0{,}5d + xd^2 i_f$	0,50	0,75	1,00	1,50
preko 0,5 do 1,0	$0{,}4d + xd^2 i_f$	0,20	0,40	0,60	1,00
preko 1,0 do 1,6	$0{,}3d + xd^2 i_f$	0,05	0,15	0,25	0,40
preko 1,6 do 2,5	$0{,}2d + xd^2 i_f$	0,035	0,10	0,20	0,30
preko 2,5 do 4,0	1 mm $+ xd^2 i_f$	0,02	0,04	0,06	0,10
preko 4,0 do 6,3	1 mm $+ xd^2 i_f$	0,015	0,03	0,045	0,06
preko 6,3 do 10	1 mm $+ xd^2 i_f$	0,01	0,02	0,030	0,04
preko 10 do 17	1 mm $+ xd^2 i_f$	0,005	0,01	0,018	0,022

Prednost treba dati standardnim veličinama prema DIN 2098 (standardom su obuhvaćene dimenzije L_0, L_n, f_n, C i d).

3.6.2. Tlačne opruge od okruglih šipki

Na sl. 172 prikazane su (uglavnom toplo oblikovane) tlačne opruge od okruglih šipki prema DIN 2096. Od 10 do 14 mm promjera šipke d krajevi se bruse iz punog materijala (sl. 172a), a preko te mjere do $d = 60$ mm kuju se i bruse ravno (sl. 172b). Opruge se nakon toplog oblikovanja poboljšavaju.

Tablica 66. Dopuštena odstupanja za hladno oblikovane tlačne opruge prema DIN 2095 i za vlačne opruge DIN 2096

D_{sr} mm	Dopuštena odstupanja od D_{sr} u mm					
	grubo		srednje pri odnosu namatanja $w = D_{sr}/d$		fino	
	4 do 8	preko 8 do 15	4 do 8	preko 8 do 15	4 do 8	preko 8 do 15
2,5 do 4	±0,3	±0,4	±0,15	±0,2	±0,1	±0,1
preko 4 do 6,3	±0,4	±0,5	±0,2	±0,25	±0,1	±0,15
preko 6,3 do 10	±0,5	±0,6	±0,25	±0,3	±0,15	±0,15
preko 10 do 16	±0,6	±0,7	±0,3	±0,35	±0,15	±0,2
preko 16 do 25	±0,7	±0,9	±0,35	±0,45	±0,2	±0,25
preko 25 do 40	±1,0	±1,2	±0,5	±0,6	±0,25	±0,3
preko 40 do 63	±1,5	±2,0	±0,8	±1,0	±0,4	±0,5
preko 63 do 100	±2,3	±3,0	±1,2	±1,5	±0,6	±0,8
preko 100 do 160	±3,5	±4,6	±1,8	±2,3	±0,9	±1,2

L_0 mm	Dopušteno odstupanje od L_0 u mm					
	grubo		srednje pri odnosu namatanja $w = D_{sr}/d$		fino	
	4 do 12	preko 12	4 do 12	preko 12	4 do 12	preko 12
do 4	±0,5	±0,6	±0,3	±0,3	±0,15	±0,15
preko 4 do 6,3	±0,6	±0,7	±0,3	±0,4	±0,15	±0,2
preko 6,3 do 10	±0,7	±0,8	±0,4	±0,4	±0,2	±0,2
preko 10 do 16	±0,8	±1,0	±0,4	±0,5	±0,2	±0,3
preko 16 do 25	±1,0	±1,3	±0,5	±0,7	±0,3	±0,4
preko 25 do 40	±1,3	±1,8	±0,7	±0,9	±0,4	±0,5
preko 40 do 63	±1,9	±2,5	±1,0	±1,3	±0,5	±0,7
preko 63 do 100	±2,5	±3,5	±1,3	±1,8	±0,7	±0,9
preko 100 do 160	±4,0	±5,5	±2,0	±2,8	±1,0	±1,4
preko 160 do 250	±6,4	±8,5	±3,2	±4,3	±1,6	±2,2
preko 250 do 400	±10	±13	±5,0	±6,5	±2,5	±3,5
preko 400 do 630	±15	±20	±7,5	±10	±4,0	±5,0

d mm	Dopušteno odstupanje od F u %								
	grubo			srednje pri broju navoja i_f			fino		
	2 do 4	preko 4 do 10	preko 10	2 do 4	preko 4 do 10	preko 10	2 do 4	preko 4 do 10	preko 10
preko 0,5 do 1	±30	±24	±19	±16	±13	±11	±13	±10	±8
preko 1 do 1,6	±24	±20	±16	±14	±12	±10	±10	± 9	±7
preko 1,6 do 2,5	±21	±17	±14	±13	±11	± 9	± 9	± 7	±6
preko 2,5 do 4,0	±18	±15	±12	±12	±10	± 8	± 8	± 6	± 5
preko 4,0 do 6,3	±16	±13	±10	±11	± 9	± 7	± 7	± 6	±5
preko 6,3 do 10	±14	±11	± 9	±10	± 8	± 7	± 7	± 5	±4
preko 10 do 17	±12	±10	± 8	± 9	± 7	± 6	± 6	± 5	±4

kvaliteta	grubo	srednje	fino
e_1	0,08 L_0 (4,6°)	0,04 L_0 (2,3°)	0,02 L_0 (1,15°)
e_2	0,06 D_v	0,03 D_v	0,015 D_v

Krajevi opruga koji ostaju neobrađeni (sl. 172c) moraju se prihvatiti posebnim tanjurom (s urezanim usponom opruge). Za broj navoja vrijedi ono što je u 3.6.1. rečeno za hladno oblikovane tlačne opruge, ali je $i_{uk} = i_f + 1{,}5$.

Duljina opruge stisnute do dodira navoja (*duljina bloka*) iznosi:

Kod opruga od valjanih okruglih šipki (slike 172a i b)

$$L_{B1} \leqq (i_{uk} - 0{,}3)\, d \tag{132}$$

kod opruga od brušenih okruglih šipki (sl. 172a i b)

$$L_{B1} \leqq (i_{uk} - 0{,}4)\, d \tag{133}$$

kod opruga s neobrađenim krajevima (sl. 172c)

$$L_{B1} \leqq (i_{uk} + 1)\, d \tag{134}$$

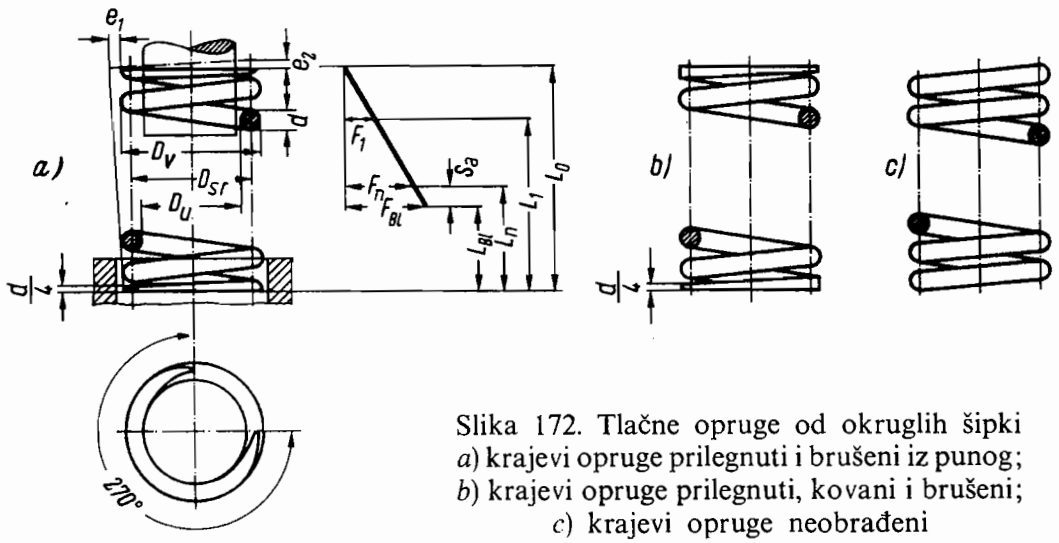
L_{B1} u mm — duljina stisnute opruge (bloka) kada navoji leže jedan na drugom,
i_{uk} — ukupni broj navoja,
d u mm — najveći mogući promjer šipke, tj. uključivo plustolerancije (tablica 56, str. 144 i tablica 67).

Zbroj najmanjih udaljenosti među navojima

$$S_a = x \cdot d \cdot i_f \tag{135}$$

i_f — broj navoja s opružnim djelovanjem,
x — faktor u zavisnosti od odnosa namatanja $w = D_{sr}/d$. Faktor je pri

$w=$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$x=$	0,09	0,09	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,18	0,21	0,23	0,26	0,28



Slika 172. Tlačne opruge od okruglih šipki
a) krajevi opruge prilegnuti i brušeni iz punog;
b) krajevi opruge prilegnuti, kovani i brušeni;
c) krajevi opruge neobrađeni

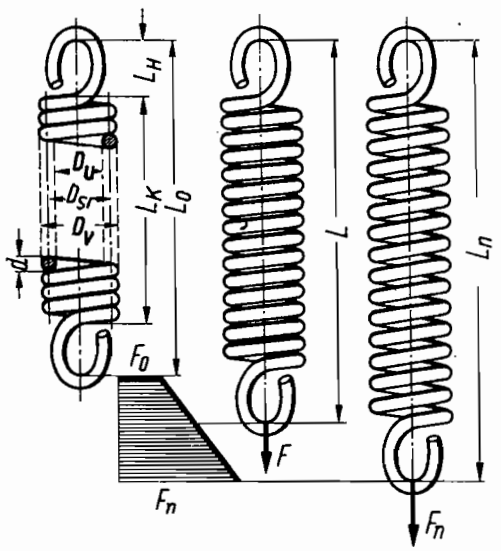
Dopuštena odstupanja za opruge vidi u tablici 67, a za promjere valjanih šipki DIN 2077 u tablici 56 na strani 144. Za proizvođača moraju zbog mogućnosti *postizavanja zadanih veličina* ostati slobodne: duljina L_0 i d ili i_f.

Tablica 67. Dopuštena odstupanja za tlačne opruge od okruglih šipki prema DIN 2096

Brušene šipke d mm	7 . . . 10 ± 0,05		> 10 . . . 20 ± 0,08		> 20 ± 0,10	
D_v, D_{sr}, D_u mm	Dopuštena odstupanja D_v, D_u, D_{sr}					
	Opruge od valjanih šipki pri				Opruge od brušenih šipki pri	
preko / do	$w \leqq 8$ mm	$w > 8$ mm			$w \leqq 8$ mm	$w > 8$ mm
— 50	± 0,8	± 1,2			± 0,6	± 0,8
50 63	± 1	± 1,5			± 0,7	± 1
63 80	± 1,2	± 1,8			± 0,8	± 1,2
80 100	± 1,5	± 2,3			± 1	± 1,5
100 125	± 1,7	± 2,6			± 1,1	± 1,7
125 160	± 2	± 3			± 1,3	± 2
160 200	± 2,2	± 3,3			± 1,5	± 2,2
200 250	± 2,6	± 3,9			± 1,8	± 2,6
250 300	± 3,1	± 4,6			± 2,1	± 3,1
Sila F pri zadanoj duljini opruge za valjane šipke: $\pm[(1{,}5\text{ mm} + 0{,}04 f_{B1})\, c + 0{,}02\, F]$ za brušene šipke: $\pm[(1{,}5\text{ mm} + 0{,}04 f_{B1})\, c + 0{,}01\, F]$						
Nestegnuta duljina L_0 pri zadanoj sili opruge: $\pm(1{,}5\text{ mm} + 0{,}04 f_{B1})$						
$e_1 = 0{,}03\, L_0$ (odgovara 1,7°)				$e_2 = 0{,}025\, D_v$ (odgovara 1,5°)		

3.6.3. Vlačne opruge od okrugle žice

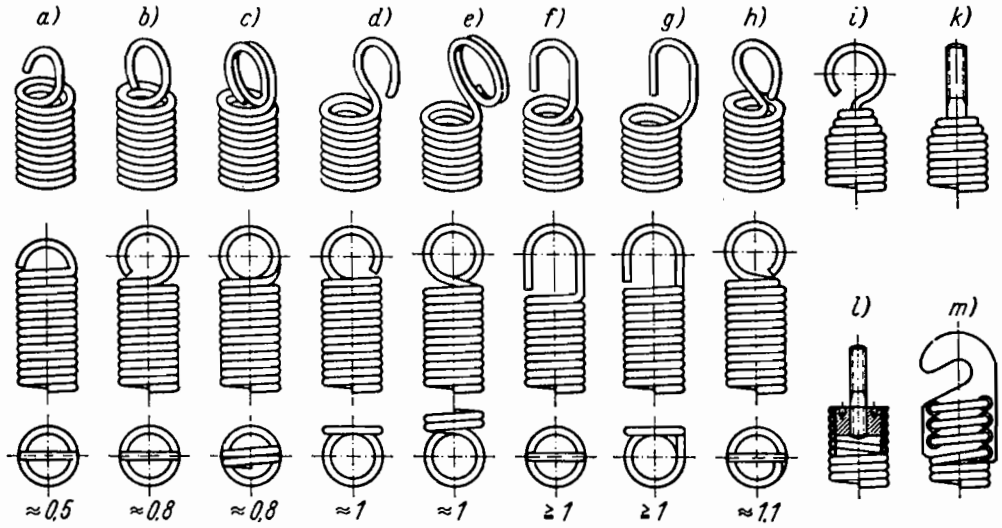
Primjer izvedbe *vlačne opruge* sa savinutim ušicama prikazuje slika 173. Opruga je namotana navoj uz navoj sa *predopterećenjem* F_0. Tek kada se opruga optereti silom $F > F_0$ pojaviti će se zračnost između navoja. Do 17 mm promjera žice opruge se u pravilu izrađuju od čelične žice za opruge, s predopterećenjem u hladnom stanju. Preko toga (kod većeg opterećenja već od $d = 10$ mm) namataju se toplo, a nakon namatanja poboljšaju se. Poboljšanjem izvršenim nakon namatanja opruge gube prednaprezanje. *Standardne promjere žice i štapova d* vidi u tablicama 55 i 56.



Slika 173. Vlačna opruga namatana s predopterećenjem

Različiti *oblici ušica* prema DIN 2097 prikazani su na slici 174. Ušice jedne opruge u istoj su ravnini, ili su za 90° međusobno zaokrenute. Kod

opruga sa *savijenim ušicama* (sl. 174a do h) je $i_f = i_{uk}$, a s *priključnim tijelima* (sl. 174i do m) je $i_f < i_{uk}$. Navoji s opružnim djelovanjem počinju nakon izlaska iz priključnih tijela. Punoj njemačkoj ušici (sl. 173, sl. 174b) daje se prednost.



Slika 174. Oblici ušica vlačnih opruga prema DIN 2097 (brojevi označuju odnos L_H/D_u) *a*) polovična njemačka ušica; *b*) cijela njemačka ušica; *c*) dvostruka njemačka ušica; *d*) cijela njemačka ušica sa strane dignuta; *e*) njemačka dvostruka ušica sa strane dignuta; *f*) kuglasta ušica; *g*) kukasta ušica sa strane dignuta; *h*) engleska ušica; *i*) kuka uvaljana; *k*) svornjak s navojem uvaljan; *l*) čep s navojem uvijen; *m*) plosnata ušica uvijena

Duljina neopterećenog tijela opruge

$$L_K \approx (i_f + 1)\, d \qquad (136)$$

L_K u mm — duljina neopterećenog tijela opruge (bez ušica),
i_f — broj navoja s opružnim djelovanjem,
d u mm — promjer žice.

Vlačne opruge proizvode se također u kvalitetama *grubo*, *srednje* i *fino*. Dopuštena odstupnja za neopterećenu duljinu L_0 vidi u tablici 68, a za srednji promjer navoja D_{sr} i silu F nepredopterećenih vlačnih opruga u tablici 66. *Dopuštena odstupanja* za sile predopterećenja F_0: grubo $\pm 30\,\%$, srednje $\pm 15\,\%$, fino $\pm 7{,}5\,\%$. Kod predopterećenih opruga zbrajaju se dopuštena odstupanja

Tablica 68. Dopuštena odstupanja duljine L_0 neprednapregnutih vlačnih opruga prema DIN 2097

L_0 mm	Dopušteno odstupanje pri odnosu namatanja $w = D_{sr}/d$					
	grubo		srednje		fino	
	4 do 8	preko 8 do 12	4 do 8	preko 8 do 12	4 do 8	preko 8 do 12
do 10	±0,6	±0,7	±0,4	±0,5	±0,3	±0,4
preko 10 do 16	±0,8	±1,0	±0,5	±0,6	±0,4	±0,5
preko 16 do 25	±1,0	±1,3	±0,6	±0,7	±0,5	±0,6
preko 25 do 40	±1,3	±1,6	±0,8	±0,9	±0,6	±0,8
preko 40 do 63	±1,8	±2,2	±1,1	±1,3	±0,8	±1,1
preko 63 do 100	±2,4	±3,0	±1,5	±1,8	±1,1	±1,5
preko 100 do 160	±3,0	±4,0	±2,0	±2,4	±1,5	±2,0
preko 160 do 250	±4,0	±5,0	±2,3	±3,0	±2,0	±2,5
preko 250 do 400	±5,0	±6,5	±3,0	±4,0	±2,5	±3,0
preko 400	±2% od L_0		±1,5% od L_0		±1% od L_0	

za silu F (tablica 66) i sila predopterećenja F_0 (ne procentualne vrijednosti!). Dopuštena sila predopterećenja $F_0 \leqq 0{,}25\ F_n$. Proizvođaču treba *za nužne korekture* ostaviti slobodno:

kod *jedne* propisane veličine sile u opruzi, propisane duljine L_0 i propisanog predopterećenja $F_0 : i_f$ i jedna od veličina d ili D_v odn. D_u,

kod *dvije* propisane sile u opruzi: i_f i jedna od veličina d, D_v odn. D_u i F_0.

3.6.4. Proračun tlačnih i vlačnih opruga

Presjeci žice ili šipke pretežno su opterećeni na torziju. Proračuna je utvrđen u DIN 2089:

Idealno torziono naprezanje
$$\tau_i = \frac{8 D_{sr}}{\pi d^3} F = \frac{G \cdot d}{\pi \cdot i_f \cdot D_{sr}^2} f \qquad (137)$$

Maksimalno torziono naprezanje
$$\tau_k = k \cdot \tau_i \qquad (138)$$

Promjer žice
$$d = \sqrt[3]{\frac{8F \cdot D_{sr}}{\pi \cdot \tau_i}} \qquad (139)$$

Opruženje, hod opruge
$$f = \frac{8 D_{sr}^3 \cdot i_f}{G \cdot d^4} F \qquad (140)$$

Broj navoja s opružnim djelovanjem
$$i_f = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 D_{sr}^3 \cdot F} \qquad (141)$$

Sile na opruzi
$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 D_{sr}^3 \cdot i_f} \qquad (142)$$

Specifična sila
$$c = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 D_{sr}^3 \cdot i_f} \qquad (143)$$

τ_i u N/mm²	idealno torziono naprezanje, kod kojeg nije uzeto u obzir zakrivljenje žice,
τ_k u N/mm²	torziono naprezanje, kod kojeg je uzeto u obzir i zakrivljenje žice,
k	faktor prema tablici 69,
F u N	sila koja opterećuje oprugu,
G u N/mm²	modul klizanja (tablica 58, str. 145),
d u mm	promjer žice odnosno šipke, (tablice 55 i 56, str. 144),
D_{sr} u mm	srednji promjer navoja,
i_f	broj navoja s opružnim djelovanjem
f u mm	opruženje, hod opruge,
c u N/mm	specifična sila opruge.

Tablica 69. Faktori k za vlačne i tlačne vijčane opruge prema DIN 2089

D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k	D_{sr}/d	k
3	1,55	4	1,38	5	1,29	6	1,24	8,5	1,16	12	1,11	18	1,07
3,2	1,51	4,2	1,36	5,2	1,28	6,5	1,22	9	1,15	13	1,10	20	1,06
3,4	1,47	4,4	1,34	5,4	1,27	7	1,20	9,5	1,14	14	1,09	25	1,05
3,6	1,44	4,6	1,32	5,6	1,26	7,5	1,19	10	1,13	15	1,09	30	1,04
3,8	1,41	4,8	1,31	5,8	1,25	8	1,17	11	1,12	16	1,08		

Dimenzioniranje **mirno** ili rijetko promjenljivo **opterećene tlačne i vlačne opruge** (dopuštena naprezanja):

1. *Hladno oblikovane tlačne opruge od okruglih žica* (vidi 3.6.1.). Djelovanjem F_n na oprugu bit će $\tau_{idop}=0{,}5\ \sigma_M$, kod sile kod koje dolazi do dodira navoja opterećene opruge F_{Bl} bit će $\tau_{idop}=0{,}56\ \sigma_M$. Vlačna čvrstoća σ_M prema tablici 55, str. 144.

2. *Hladno oblikovane vlačne opruge od okrugle žice* (vidi 3.6.3.). Djelovanjem F_n na oprugu bit će $\tau_{idop}=0{,}45\ \sigma_M$. Kod opruga namatanih s predopterećenjem ovisno je dopušteno prednaprezanje $\tau_{i0\,dop}$ od odnosa namatanja w i od tehnologije izrade:

   Namatanje na namatalici: $\tau_{i0\,dop}=0{,}11\ \sigma_M$ kod $W=4$
   $=0{,}06\ \sigma_M$ kod $w=12$
   namatanje na automatu: $\tau_{i0\,dop}=0{,}06\ \sigma_M$ kod $w=4$
   $=0{,}03\ \sigma_M$ kod $w=12$

   Međuvrijednosti se interpoliraju. Vlačna čvrstoća σ_M prema tablici 55, str. 144.

   Za opruge namatane s prédopterećenjem valja odgovarajuće upotrijebiti jednadžbe (137) do (143)! Tako primjerice prema jednadžbi (140) izračunato opruženje (kod opruge) ne odgovara stvarnome. Stvarno opruženje opruge iznosi onda $f-f_0$, ako je f_0 dio opruženja izgubljen predopterećenjem.

3. *Tlačne opruge od okruglih profila*, većinom toplo oblikovane (vidi 3.6.2.). Djelovanjem sile kod koje dolazi do dodira stisnute opruge F_{Bl} iznosi a) za plemenite čelike, i b) za kvalitetne čelike, prema tablici 52, str. 142, kod

	d = 10	20	30	40	50 mm
a)	$\tau_{idop}=830$	810	780	740	660 N/mm²
b)	$\tau_{idop}=780$	760	730	690	600 N/mm²

4. *Vlačne opruge od okruglih profila*, najčešće toplo oblikovane (vidi 3.6.3.).
   Namatanje s predopterećenjem nije moguće. Djelovanjem sile F_n na oprugu iznosi $\tau_{idop}=600\ \text{N/mm}^2$.

Dimenzioniranje **promjenljivo opterećenih tlačnih i vlačnih opruga** za praktički neograničenu izdržljivost (dopuštena naprezanja):

U načelu ne smiju se, najprije, prekoračiti dopuštena naprezanja sa konstantnom silom opterećene opruge. Zatim, mora naprezanje hoda opruge, a to je razlika između gornjeg i donjeg torzionog naprezanja $\tau_{kh}=\tau_{kg}-\tau_{kd}$, ostati s dovoljnom sigurnošću ispod jednosmjerne čvrstoće hoda žice odn. šipke. U tome je τ_{kg} najveće, a τ_{kd} najmanje naprezanje koje se javlja u toku jednog titraja [oba izračunata jednadžbom (138)]:

Dopuštena naprezanja hoda opruge, razlika između gornjeg i donjeg torzionog naprezanja

$$\tau_{kh\,dop}=\frac{\tau_{kH}-a\cdot\tau_{kd}}{S} \qquad (144)$$

τ_{kH} u N/mm²	čvrstoća hoda žice za opruge odnosno šipke kod $\tau_{kd}=0$. Vidi slijedeće podatke,
a	faktor opadanja čvrstoće žice odn. šipke. Vidi slijedeće podatke.
τ_{kd} u N/mm²	donje torziono naprezanje titraja,
S	koeficijent sigurnosti $=1{,}3$ do $1{,}5$ u normalnom slučaju.

1. *Hladno oblikovane tlačne opruge od okruglih žica* (vidi 3.6.1.)
Za promjere žice do $d=5$ mm, prema tablici 55, str. 144, vrijedi za vrstu žice C

nesačmareno $\tau_{kH}=400$ N/mm², $a\approx 0{,}23$
sačmareno čeličnim kuglicama $\tau_{kH}=500$ N/mm², $a\approx 0{,}20$

vrstu žice FD

nesačmareno $\tau_{kH}=320$ N/mm², $a\approx 0{,}33$
sačmareno čeličnim kuglicama $\tau_{kH}=420$ N/mm², $a\approx 0{,}20$

vrstu žice VD

nesačmareno $\tau_{kH}=460$ N/mm², $a\approx 0{,}27$
sačmareno čeličnim kuglicama $\tau_{kH}=580$ N/mm², $a\approx 0{,}23$

Za žice sa $d>5$ mm nema još dovoljno vrijednosti dobivenih pokusima. Preporučuje se stoga uzeti

$$\tau_{kH}\approx\frac{\sigma_M}{\sigma_{M(5\text{ mm})}}\,\tau_{kH(5\text{ mm})},$$

ako su $\sigma_{M(5\text{ mm})}$ i $\tau_{kH(5\text{ mm})}$ vrijednosti za $d=5$, kako su u tablici 55, odn. već naprijed, navedene. Faktor opadanja a prema naprijed navedenom. Žice vrste A i B manje su prikladne za dinamičko opterećenje.

2. *Tlačne opruge od okruglih šipki*, najčešće toplo oblikovane (vidi 3.6.2.).
Za ove još nema dovoljno podataka dobivenih ispitivanjem. Treba stoga uzeti približno za

opruge od šipki bez grešaka, toplo oblikovano, poboljšano
$\tau_{kH}=80$ do 120 N/mm², $a=0$,
opruge od tokarenih i brušenih šipki, kao i poboljšane
$\tau_{kH}=200$ do 300 N/mm², $a=0$.

Za šipke manjeg promjera $d=10$ do 14 mm treba uzeti veće, za $d=60$ manje vrijednosti, međuvrijednosti interpolirati. Za povećanje dinamičke izdržljivosti preporučuje se obrada sačmarenjem čeličnim kuglicama.

3. *Vlačne opruge od okrugle žice i okruglih šipki* (3.6.3.).
Na vijek trajanja vlačnih opruga utječu oblik ušica i priključnih tijela. Na prijelazima od tijela opruge na ušice pojavljuju se dodatna naprezanja, koja mogu biti znatno veća od onih same opruge. Zbog toga se ne mogu navesti vrijednosti dinamičke izdržljivosti. DIN 2089, navodi k tome:

Ako se ne mogu izbjeći vlačne opruge s titrajnim opterećenjem, treba birati hladno oblikovane vlačne opruge s uvaljanim ili uvijenim držcima. Ako su ipak iz konstruktivnih razloga potrebne ušice ili kuke, tada polumjer zakrivljenja na prijelazu mora biti što je moguće veći. Postigne li se granica τ_{idop}, treba računati s tim da će se sila F_2 nakon stanovitog vremena rada

opruge smanjiti, jer sila predopterećenja F_0 popušta. Nisu isključeni ni lomovi zbog umornosti materijala.

Za samo tijelo opruge vrijede ista dopuštena naprezanja kao i za tlačne opruge.

Ne preporučuju se toplo oblikovane vlačne opruge. U naročitim slučajevima treba se posavjetovati s proizvođačem opruga.

Proračun *cilindričnih tlačnih opruga od četverokutnog profila*: vidi DIN 2090.

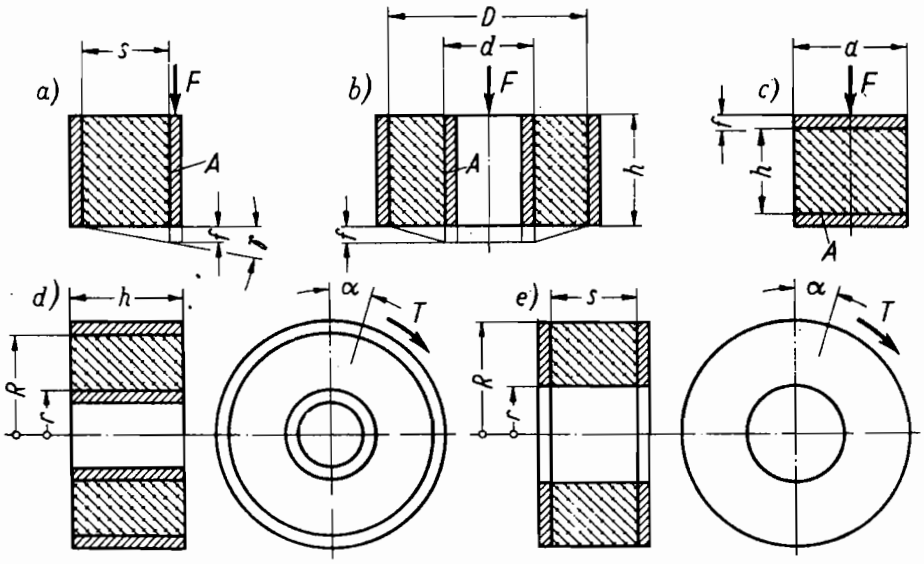
3.7. Gumene opruge

Gumene se opruge upotrebljavaju uglavnom za prigušenje titraja i udara, npr. kao opruge za temelje ili opruge uložaka elastičnih spojki. Vulkanizirana guma između metalnih ploča ili tuljaka može se opteretiti na smik ili tlak. Slika 175 prikazuje različite oblike izvedbe, a slika 176 praktičke primjere.

Guma (kaučuk) se ne može komprimirati. Ona može promijeniti svoj oblik, ali ne i volumen. Kada bi gumu zatvorili sa svih strana ona bi izgubila svoja elastična svojstva.

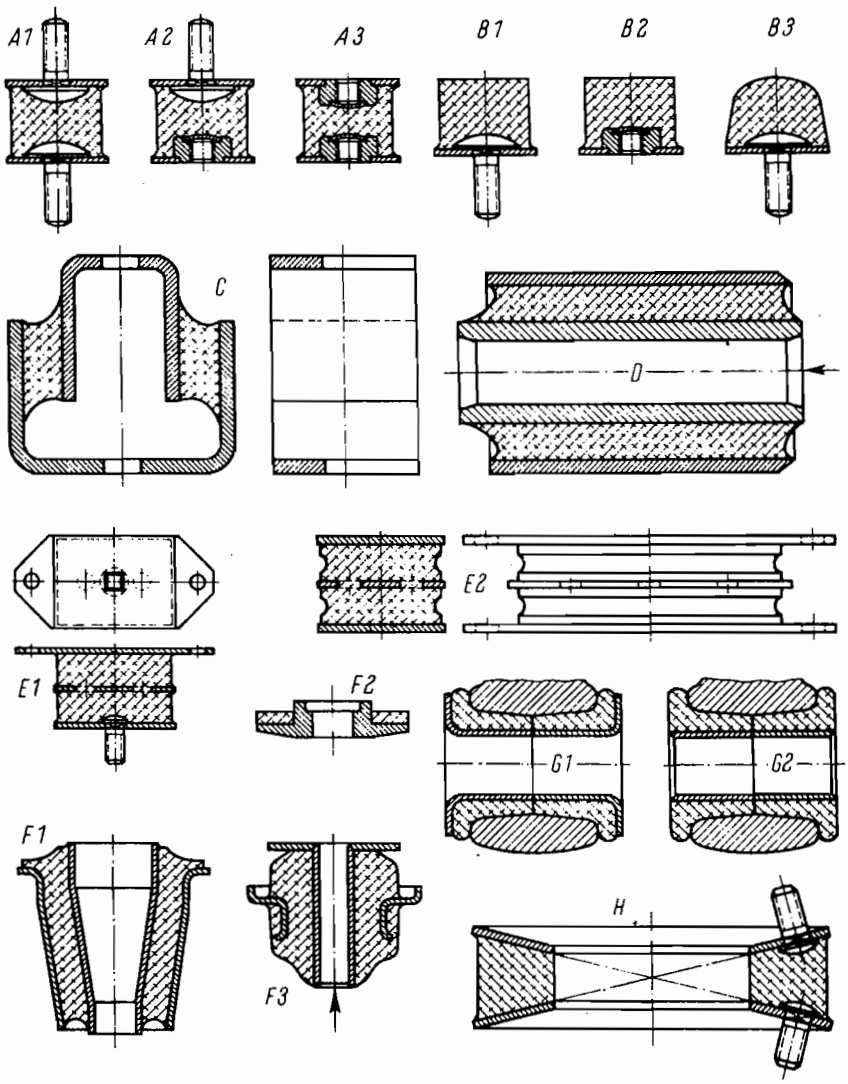
Da se olakša *vulkaniziránje* gumene mješavine, dijelovi moraju biti približno jednake debljine, ali ne suviše debeli. Zbog zarezne osjetljivosti gume treba izbjegavati oštre bridove ili uglove (zaobljenja ili rebra povoljna su).

Kao materijal dolazi u obzir *prirodna guma*, *buna-S*, *perbunan-guma* i druge. Buna i perbunan su sintetičke gume (umjetna guma). Dugotrajnim djelovanjem svjetla, topline i kisika guma stari i to tako da umjetna guma otvrdne, a prirodna omekša, uz stvaranje napuklina. Vlačna naprezanja pospješuju starenje (vlačne opruge izbjegavati!). Sintetička guma je manje od prirodne gume osjetljiva na toplinu, ulje i benzin. Između $-20°$ i $-70\,°C$ guma smrzava, tj. postaje tvrdą i krhka.



Slika 175. Osnovni oblici gumenih opruga
a) opruga sa smičnim pločama; *b*) opruga sa smičnim tuljcima; *c*) tlačna opruga; *d*) uvojno-smična opruga; *e*) uvojno-smična opruga s pločama

Tok deformacije-naprezanja gume određen je prema DIN 53504 (JUS G.S2.127). Primjerice $\sigma_{200} = 12$ N/mm^2 znači da se materijal pri tom naprezanju rastegne 200 %. Naprezanje σ_{100} je tada jednako modulu elastičnosti, koji znatno ovisi o tvrdoći gume. Tvrdoća se daje u internacionalnim stupnjevima tvrdoće IRH, koji približno odgovaraju konvencionalnoj Shore-A-tvrdoći (DIN 53505 ili JUS G.S2.125). Shore-A-tvrdoća označuje otpor kojim se materijal opire prodiranju krnjeg stošca sa $D = 1{,}3$ mm, $d = 0{,}79$ mm i $\alpha = 35°$. Na primjer 40 Shore-A znači da je krnji stožac pri zadiranju za 1,27 mm naišao na otpor od približno 4,4 N. Skala tvrdoće ide od 0 do 100. 0 Shore-A izražava najmanju tvrdoću (dubina prodiranja 2,54 mm kod 0,56 N), 100 Shore-A najveću tvrdoću (bez prodiranja kod 8,2 N). S praktički dovoljnom točnošću može se staviti: 50 Shore-A $\approx$ 50 IRH. Vrste gume koje dolaze u obzir za opruge tvrdoće su 40 do 70 Shore-A $\approx$ 40 do 70 IRH. Metalne ploče sprečavaju gumene opruge da se pri tlačnom opterećenju slobodno poprečno deformiraju. Zbog toga karakteristike tlačnih opruga ne ovise samo o tvrdoći materijala, nego u velikoj mjeri i o oblikovanju. Stoga se modul elastičnosti



Slika 176. Metalastik-opruga (*Carl Freudenberg*, Weinheim/Bergstr.)
A okrugli ležaj; *B* odbojnik; *C* dvostruk U-ležaj; *D* ultratuljac; *E* plosnat ležaj; *F* Metacone-ležaj; *G* stožast prirubni tuljac; *H* Elastik-spojka

E navodi u zavisnosti od tvrdoće i oblika (sl. 177). Oblik se obuhvata faktorom oblika k. On je odnos površine preko koje se dovodi sila, i slobodne površine. Za opruge kao na sl. 175c je prema tome

$$\textit{faktor oblika} \qquad k = \frac{d^2 \cdot \pi/4}{d \cdot \pi \cdot h} = \frac{d}{4h} \tag{145}$$

Suprotno metalnim oprugama, gumene opruge imaju zakrivljene karakteristike. Pri malim deformacijama možemo uzeti da je karakteristika ravna, tj. sa konstantnom krutošću c. Pri promjenljivom opterećenju opruga se očvršćuje, a njezina karakteristika odstupa od statičke. Ovo odstupanje obuhvaća se faktorom φ tj.:

$$\textit{krutost opruge} \qquad c = \varphi \cdot c_{stat} \tag{146}$$

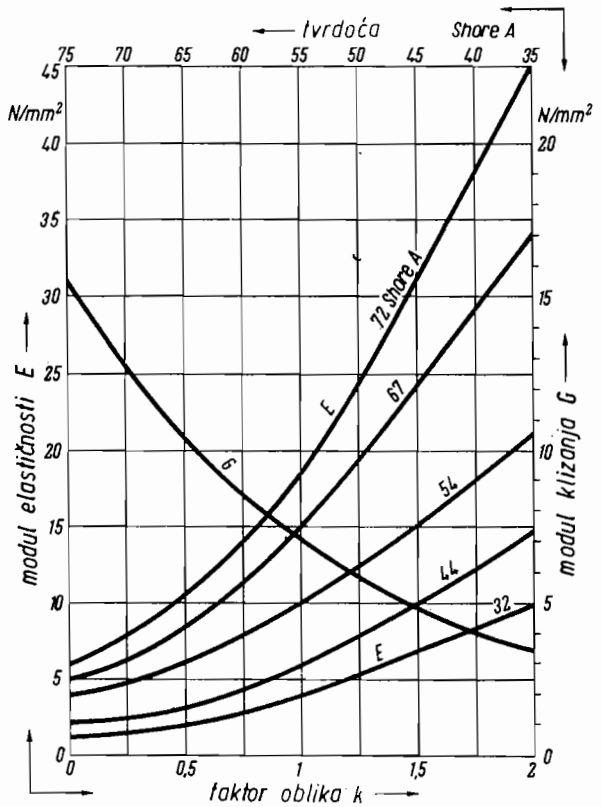
c u N/mm ili Nmm/rad — krutost opruge pri promjenljivom opterećenju,
c_{stat} u N/mm ili Nmm/rad — krutost opruge pri mirnom opterećenju, prema jednadžbi (106) ili (107), str. 140,
faktor korekcije kod

tvrdoće =	40	50	60	70 Shore-A
φ =	1,15	1,3	1,6	2,2

Međuvrijednosti treba interpolirati.

Jednadžba (146) vrijedi za gumene opruge opterećene na tlak i smik. Statički modul klizanja G treba uzeti sa slike 177.

U tablici 70 iznesene su *jednadžbe za proračun* uobičajenih oblika opruga i *dopuštena naprezanja* prema iskustvu. Proračun daje samo približne vrijednosti. Ako je potrebno, treba razgovarati s proizvođačima opruga.



Slika 177. Statički modul elastičnosti E u zavisnosti od tvrdoće i od faktora oblika, statički modul klizanja G u zavisnosti od tvrdoće

Tablica 70. Jednadžbe za proračun gumenih opruga i dopuštena naprezanja

Opruga s pločama opterećena na smik sl. 175a	*Opruga sa tuljcima opterećena na smik* sl. 175b	*Tlačna opruga* Sl. 175c	*Opruga opterećena uvijanjem na smik* sl. 175d	*Opruga s pločama opterećena uvijanjem na smik* sl. 175e
20% pomaka		Vrijedi do 20% sabijanja	40° okreta	20° okreta
$\tau = F/A$	$\tau = F/A$	$\sigma = F/A$	$\tau = \frac{T}{A \cdot r}$	$\tau = 0{,}65 \frac{T \cdot R}{R^4 - r^4}$
$\gamma = \tau/G$	$f = \ln \frac{D}{d}\left(\frac{F}{1{,}8\pi hG}\right)$	$f = \frac{F \cdot h}{A \cdot E}$	$\alpha = \frac{T}{4\pi hG}\left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2}\right)$	$\alpha \approx 0{,}65 \frac{T \cdot s}{(R^4 - r^4)\,G}$

τ u N/mm²	smično naprezanje	σ u N/mm²	tlačno naprezanje
F u N	sila opruge	T u Nmm	moment uvijanja opruge
E u N/mm²	modul elastičnosti	G u N/mm²	modul klizanja
γ u rad	kut smika	α u rad	kut zakretanja opruge
A u mm²	spojna površina guma-metal	h u mm	visina opruge
R, r u mm	polumjer opruge	s u mm	debljina opruge

Naprezanje	Vlak σ_{dop} N/mm²	Tlak σ_{dop} N/mm²	Paralelno smično τ_{dop} N/mm²	Uvojno smično τ_{dop} N/mm²
mirno opterećenje	1 . . . 2	3 . . . 5	1 . . . 2	2
povremeni udar	1 . . . 1,5	2,5 . . . 5	1 . . . 2	2
trajno titrajno opterećenje	0,5 . . . 1	1 . . . 1.5	0,3 . . . 0,5	0,3 . . . 1
posebni slučajevi ograničenog udara	1 . . . 2	3 . . . 5	0,5 . . . 1	0,5 . . . 1,5

4. OSOVINE I VRATILA

4.1. Funkcija, oblikovanje

Osovine (sl. 178a i b) nose na sebi mirujuće ili rotirajuće strojne dijelove kao što su remenice, zupčanici, rotori i sl. One mogu mirovati, tako da se na njima smješteni strojni dijelovi okreću, ili da rotiraju zajedno sa strojnim dijelovima pričvršćenim na njima. Osovine su opterećene samo na savijanje i ne prenose okretni moment!

Vratila (sl. 178c i d) na sebi nose strojne dijelove kao i osovine, ali se ovi djelovi stalno okreću te uvijek prenose okretni moment. Vratila su opterećena na savijanje i uvijanje.

Osovine i vratila s centričnim uzdužnim provrtima nazivaju se *šuplje osovine*, odnosno *šuplja vratila* (sl. 178d).

Rukavcima nazivamo one dijelove osovina i vratila kojima se oslanjaju na ležaje. Kratke osovine nazivaju se *svornjaci.*

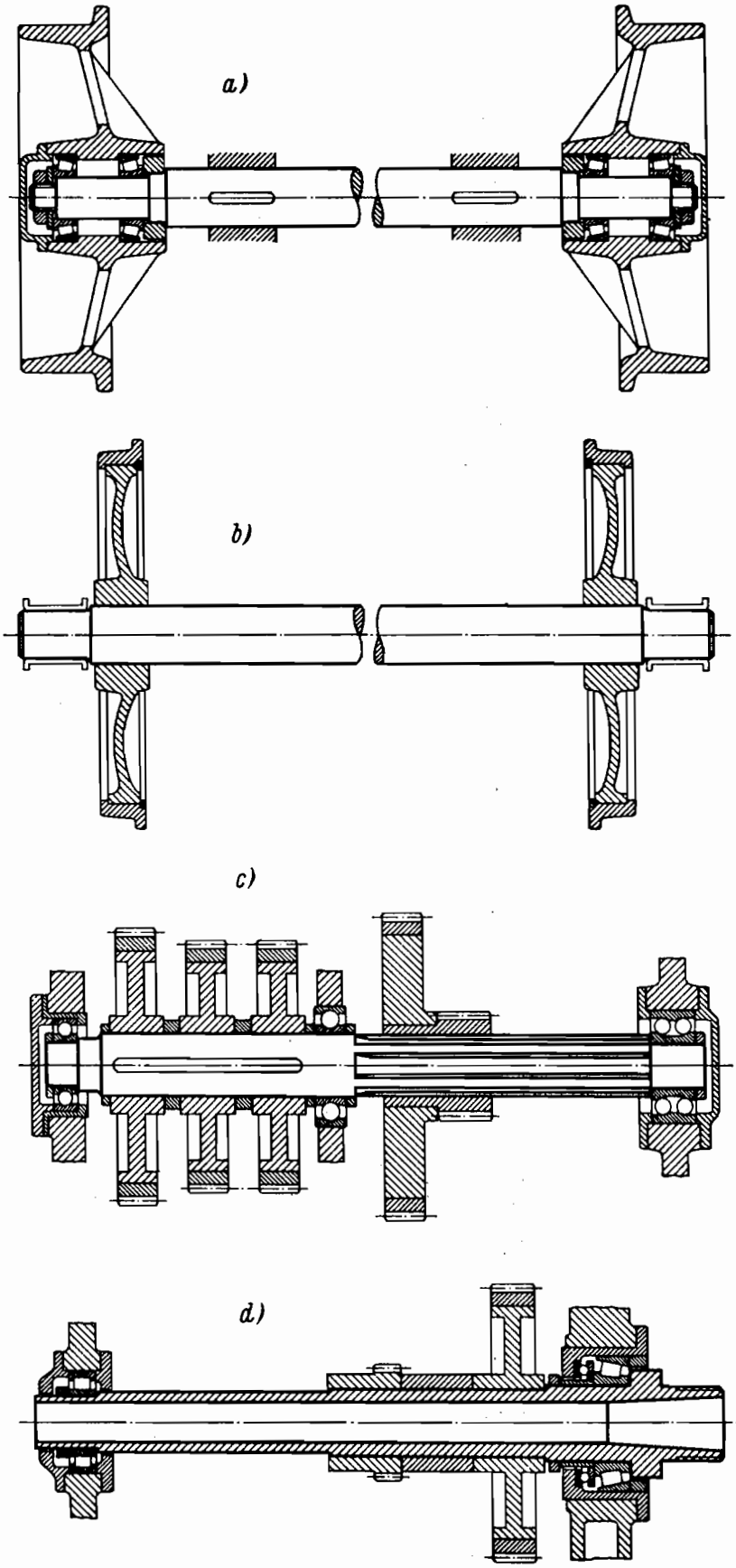
Za prijenos snage između pokretnih pogonskih i radnih agregata upotrebljavaju se i *savitljiva vratila*, DIN 44713, npr. za pogon brojila, mjerila brzine vozila i brzine vrtnje, bušilica i drugih alata. Sastoje se od višeslojne žičane jezgre, koja se vodi u savitljivoj metalnoj cijevi.

Općenito se osovine i vratila izrađuju od čelika St 42 (Č. 0460) ili St 50 (Č. 0545), a visokonapregnute od St 60 (Č. 0645).

Kod većih zahtjeva dolaze u obzir i C 35 (Č. 1430), 40 Mn 4 (Č. 3130), 34 Cr 4 (Č. 4130), 41 Cr 4 (Č. 4131) i slično, dok se kod motornih vozila uzima 16 MnCr 5, (Č. 4320), 20 MnCr 5, (Č. 4321), 18 CrNi 8, (Č. 5421) i slično. Upotreba legiranih čelika isplati se kod titrajnih naprezanja (izmjeničnog savijanja) samo onda, ako ne postoji djelovanje zareza, jer su čelici visokih mehaničkih svojstava veoma osjetljivi na takva djelovanja. Za izbor materijala može biti mjerodavna otpornost na koroziju.

Ravne osovine i vratila do promjera oko 150 mm izrađuju se obično od okruglog čelika tokarenjem, ljuštenjem ili hladnim valjanjem. Deblja ili višestruko stupnjevana vratila izrađuju se kovanjem i skidanjem čestica. Rukavci i prijelazi s jednog promjera na drugi se prema zahtjevima fino tokare, bruse, poliraju valjanjem, tiskanjem ili lepanjem. Najopterećeniji se površinski kale (jezgra mora ostati žilava) i najfinije obrađuju. Osovine i vratila od legirana čelika visoke čvrstoće nisu ništa kruća nego ona od običnih konstrukcionih čelika, jer im je modul elastičnosti jednak. Šuplje osovine i vratila s promjerom provrta od $0{,}5\,d$ su za oko 25 % lakši nego puna vratila, ali moment otpora iznosi još uvijek oko 95 %.

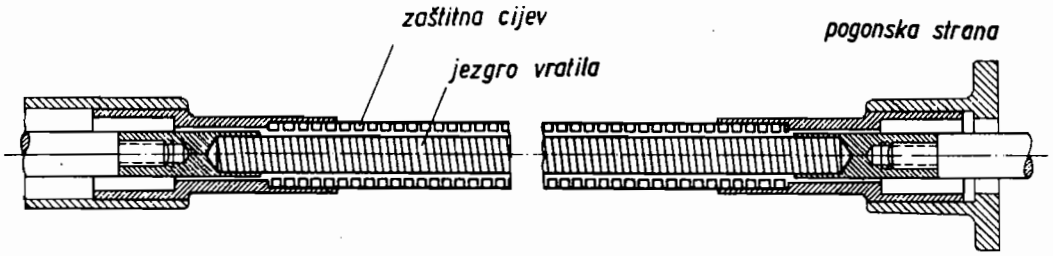
Visokoturažne osovine i vratila od $n = 1500\ \mathrm{s}^{-1}$ moraju biti kruta, kruto uležištena i izbalansirana.



Slika 178. Primjeri za osovine i vratila
a) nepokretna puna osovina; *b*) okretna puna osovina; *c*) puno vratilo; *d*) šuplje vratilo

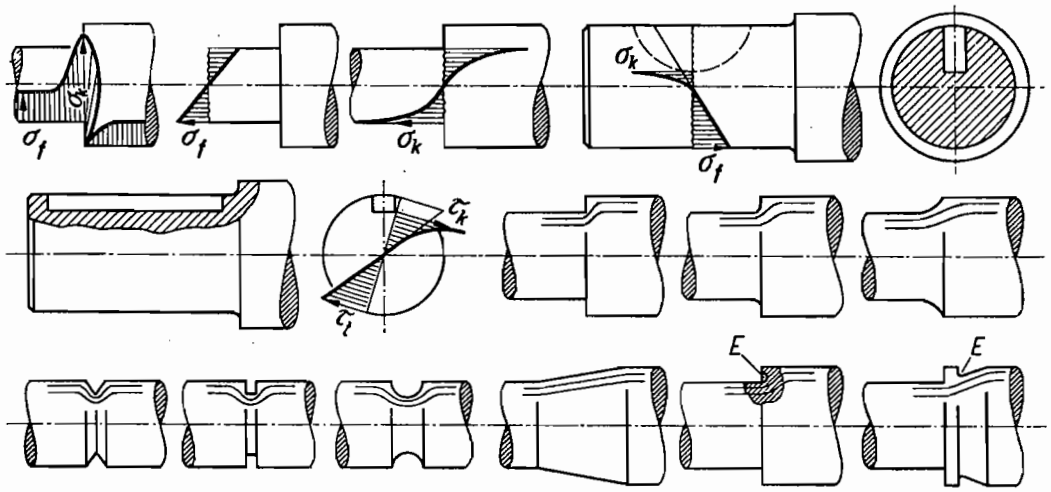
Protiv uzdužnih pomicanja osiguravaju se osovine i vratila stupnjevanom promjenom promjera (stupnjevanjem), postavnim ili sigurnosnim prstenovima.

Naizmjenično naprezanje na savijanje osovina i vratila izaziva pri svim promjenama presjeka, utora i slično *stalnu opasnost od loma* zbog umornosti (djelovanja zareza!). Vršna naprezanja mogu se smanjiti raznim prikladnim mjerama pri oblikovanju. Visina vršnih naprezanja za različito oblikovane prijelaze, utore, vidljiva je na slici 180. Vršna naprezanja stvaraju se i zbog naprešanih ili vruće navučenih glavina. Smjer toka sila koje prolaze kroz



Slika 179. Savitljivo vratilo

osovinu ili vratilo mjerodavan je za čvrstoću. Iz primjera na slici 180 vidi se kod kojeg je oblika prijelaza tok skretanja sila najblaži i time najmanje smanjuje čvrstoću oblika. Isto se tako može zarezima za rasterećenje (*E* na slici 180) tok sila blaže skrenuti.



Slika 180. Zarezno djelovanje i tok sila u osovinama i vratilima
σ_f, τ_t nazivno naprezanje: σ_k, τ_k naprezanje izazvano zareznim djelovanjem

Preporučuje se kod naizmjenično na savijanje opterećenih osovina i vratila kontrolirati tok sila, jer se najčešće nalazi mogućnost povećanja čvrstoće oblika. Prioritetni *promjeri* za osovine i vratila proizlaze iz standardnih brojeva DIN 3 (JUS A.A0.001). Standardne brzine vrtnje pri opterećenju za remenice i klinaste remenice vidi u DIN 112, (JUS M.C1.250), a za alatne strojeve u DIN 804 (JUS M.C1.253).

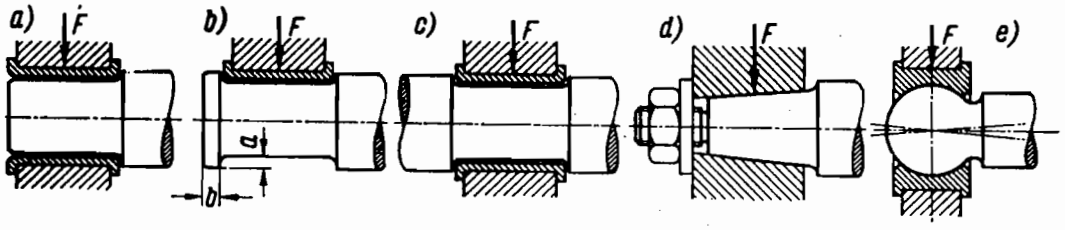
4.2. Rukavci

4.2.1. Nosivi rukavci

Rukavci (slika 181) kod osovina ili vratila su cilindrična, konična ili kuglasta rotaciona tijela koja se u ležajima okreću ili miruju (pokretni ili nepomični rukavac).

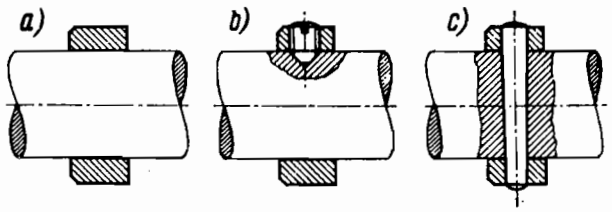
Nosivi rukavci su opterećeni poprečno na os rukavca. Rukavci koji se nalaze na krajevima osovine ili vratila nazivaju se *čeoni rukavci*, a unutar toga *unutarnji rukavci.*

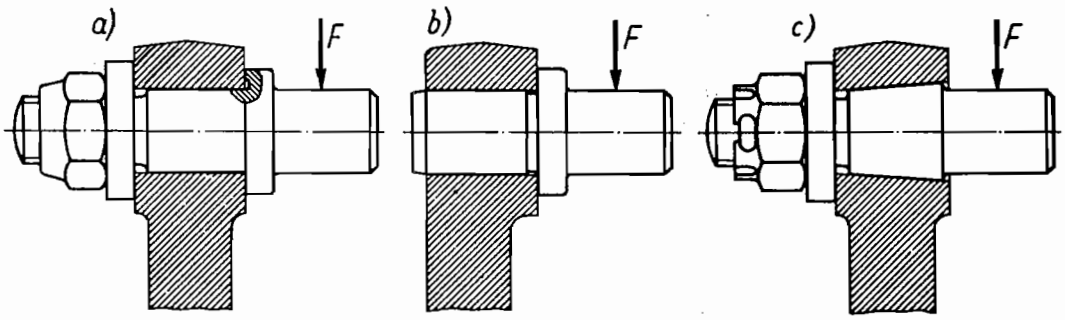
Ojačanja (vjenac) ili stanjenja, služe za preuzimanje malih uzdužnih sila kao *aksijalno osiguranje položaja.* Visina vijenca najčešće iznosi $a=0{,}1\,d$, a širina $b=0{,}1$ do $0{,}15\,d$. Umjesto vijenca može se naprešati i prstenove ili kod umjerenih sila postavne prstenove osigurati vijkom ili zatikom (slika 182).



Slika 181. Nosivi rukavci
a) cilindrični čeoni rukavac; *b*) cilindrični unutarnji rukavac s ojačanjem; *c*) cilindrični unutarnji rukavac; *d*) konični nepokretni rukavac; *e*) kuglasti pokretni ili nepokretni rukavac

Slika 182. Prstenovi kao ojačanja vratila *a*) stezni prsten; *b*) postavni prsten DIN 1705 sa dva za 135° pomaknuta zatika s navojem; *c*) postavni prsten DIN 1705 s konačnim zatikom





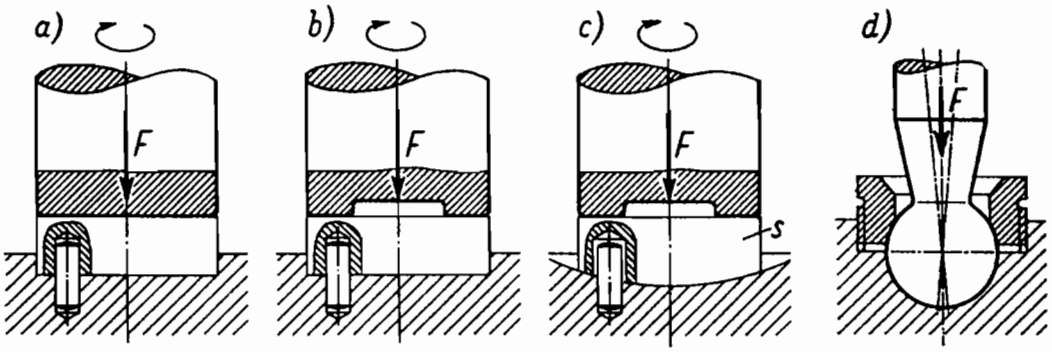
Slika 183. Rukavci ručica
a) uvijčan s vijčanim nastavkom; *b*) uprešan; *c*) s konusom i vijčanim nastavkom

Kuglasti rukavci omogućuju kutnu pokretljivost osovine, ali zbog nepovoljnog trenja nisu prikladni kao rotacioni rukavci. Često je iz proizvodno-tehničkih razloga ili zbog vezanja uz materijal korisno da se *rukavac izrađuje posebno* s vijčanim nastavkom ili nastavkom koji se uprešava, npr. rukavac ručice prema slici 183.

Standardizirani su: cilindrični krajevi vratila DIN 478 (JUS M.B1.090), konični krajevi vratila DIN 749 (ISO/R 775) i DIN 750 (ISO/R 775), krajevi vratila za mazne pumpe DIN 746 (ISO/R 775), za zupčane pogone DIN 783 (ISO/R 775), za električne strojeve DIN 42943 (JUS N.G0.020 i 021), za pomoćne strojeve DIN 73031 (ISO/R 775), za jednodjelne postavne prstenove DIN 705, a za dvodjelne DIN 708.

4.2.2. Potporni rukavac

Potporni ili uporni rukavci aksijalno su opterećeni, te služe kao podupora osovine ili vratila. Za male pritiske zadovoljava *pun uporni rukavac* (sl. 184a). Budući da je brzina klizanja na obodu najveća, a u sredini nula, rukavac se nejednako troši i ne ostaje ravan. Teoretski je u centru površinski pritisak beskonačno velik, što može dovesti do poteškoća prigodom podmazivanja.



Slika 184. Potporni rukavci
a) s punom naležnom površinom; *b*) s prstenastom naležnom površinom; *c*) s prstenastom naležnom površinom i lećastom potpornom pločom; *d*) kuglasti rukavac

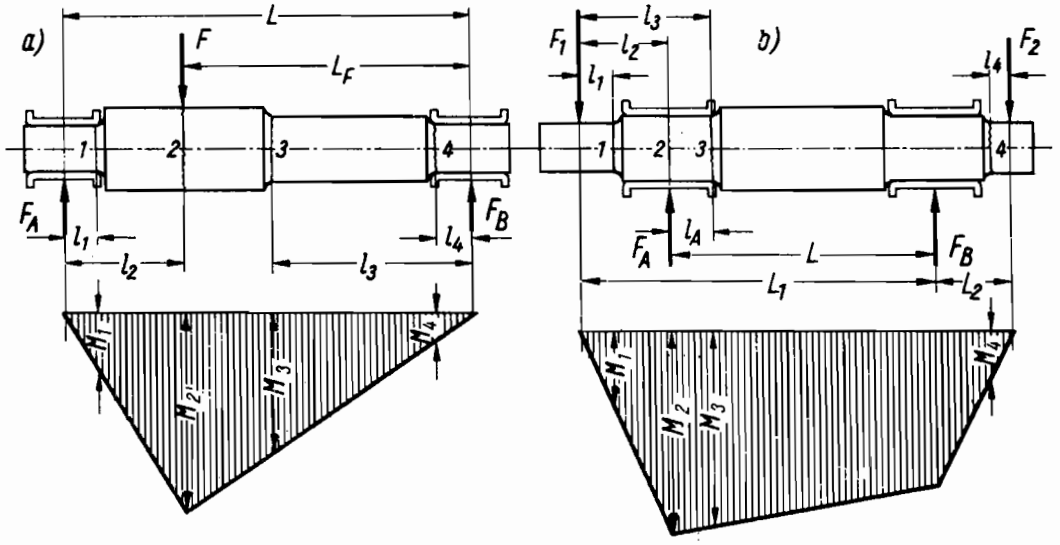
Upotrebom *prstenastog potpornog rukavca* (sl. 184b) smanjuje se ovaj nedostatak. Povoljno je da se kaljeni rukavac oslanja na potpornu ploču, kaljenu ili od lijevana željeza. Lećasta uporna ploča (*s* na sl. 184c) nastavlja se (podešava se) sama prema potpornoj kliznoj plohi. *Kuglasti rukavci* (sl. 184d) podešavaju se isto tako sami kao rotacioni rukavci. Nisu podesni zbog nepovoljna trenja.

4.3. Čvrstoća

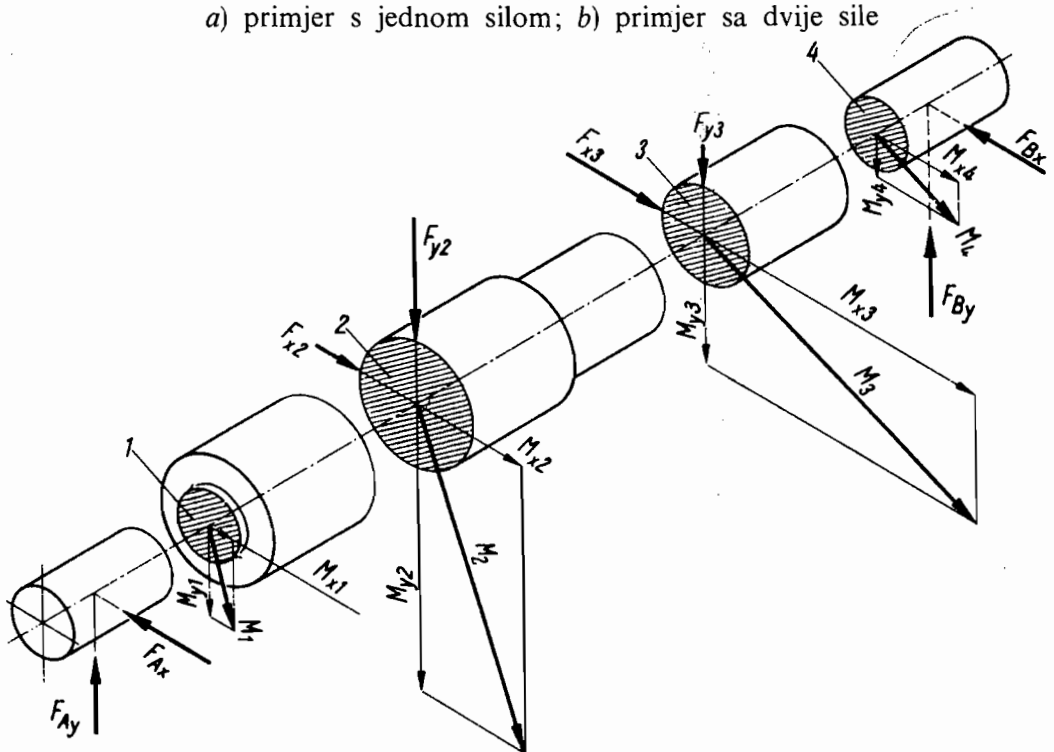
4.3.1. Momenti savijanja i uvijanja, momenti inercije i momenti otpora

Osovine i vratila treba smatrati *nosačima na dva oslonca*, s pojedinačnim silama F. Na mjestima ležaja javljaju se reakcije F_A i F_B. Na slici 185 označeni su opasni presjeci grafički i pomoću brojeva. Opasnim presjecima treba smatrati sve presjeke na mjestima promjene promjera, na mjestima utora, žlijebova itd., a kod ravnih (glatkih) osovina i vratila na mjestu najvećeg momenta

savijanja. Sile F proizlaze iz sile koja se javlja na zubu, vlačne sile remena, težine dijelova koje nosi i slično. O određivanju njihove veličine bit će govora kasnije u odgovarajućim poglavljima.



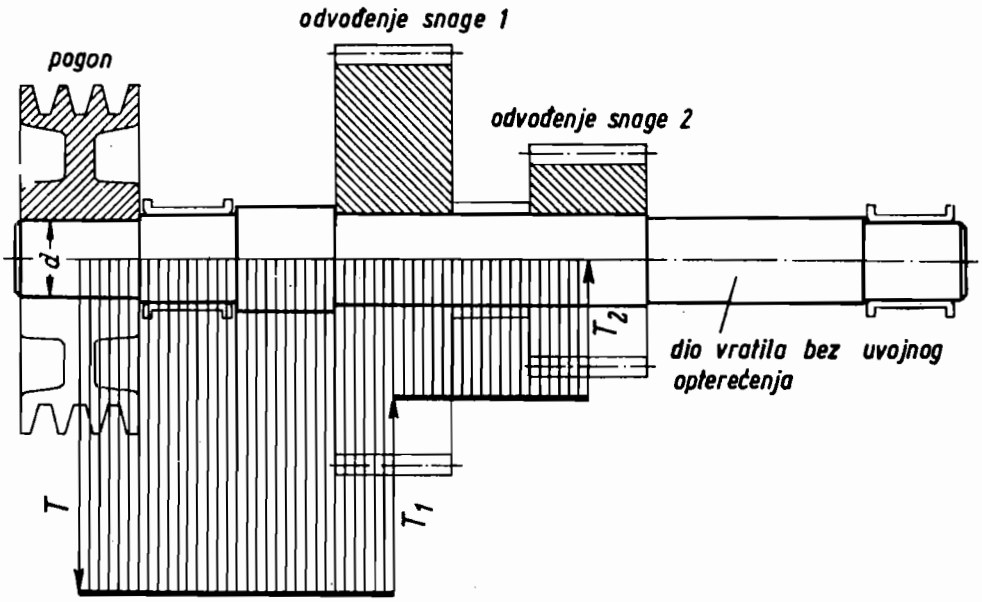
Slika 185. Momenti savijanja u opasnim presjecima osovina i vratila
a) primjer s jednom silom; *b*) primjer sa dvije sile



Slika 186. Moment savijanja M ako sile djeluju u raznim ravninama (osovina ili vratilo crtano je tako da je raščlanjeno u dijelovima između opasnih presjeka)
F_x horizontalna sila; F_y vertikalna sila; F_A, F_B reakcije u osloncima; M_x momenti sila F_x; M_y momenti sila F_y; 1...4 opasni presjeci

Ako sile F ne djeluju u jednoj ravnini, pojedine sile rastavljaju se u horizontalne i vertikalne komponente F_x i F_y tako, da se stvore dvije ravnine sila. Momenti savijanja M_x i M_y u tim međusobno okomitim ravninama zbrajaju se geometrijski (sl. 186) na pojedinim presjecima u rezultirajući moment savijanja M. Radi boljeg pregleda momenti su crtani u smjeru sila

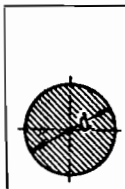
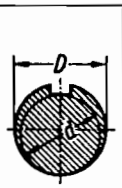
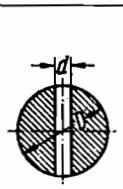
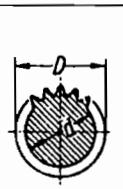
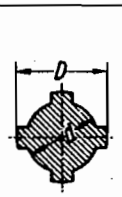
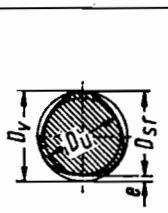
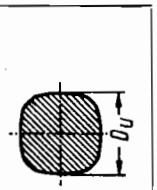
(površine presjeka), iako stvarno djeluju okomito na površine presjeka. Rezultirajući moment savijanja je onda mjerodavan za proračun čvrstoće. Isto tako mogu *uzdužne sile*, npr. aksijalna komponenta sila zupčanika s kosim zubima, izazvati u presjecima dodatna vlačna ili tlačna naprezanja.



Slika 187. Tok okretnih momenata u vratilu

Budući da vratila prenose uvijek okretni moment, opterećena su i na torziju (uvijanje). Okretni moment ne prolazi obično cijelom duljinom vratila. Dovodi se preko pogonskog strojnog dijela (npr. remenice), a odvodi preko drugih strojnih dijelova (npr. zupčanika), slika 187.

Tablica 71. Momenti W i W_t protiv savijanja i torzije, te momenti inercije I_f i I_t raznih presjeka osovina i vratila

							
	Glatko vratilo	Vrátilo s utorom	Vratilo s provrtom	Ozubljeno vratilo	Klinasto vratilo	Poligonsko vratilo P3	Poligonsko vratilo PC4
W	$\approx 0{,}1d^3$	$\approx 0{,}1D^3$	$\approx \frac{D^3}{10} - \frac{dD^2}{6}$	$\approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0{,}1\frac{D_{sr}^4}{D_v}$	$\approx 0{,}15\,D_1^3$
W_t	$\approx 0{,}2d^3$	$\approx 0{,}2d^3$	$\approx 2\,W$	$\approx 0{,}2\left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0{,}2\left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0{,}2D_1^3$	$\approx 0{,}2D_1^3$
I_f	$\approx 0{,}05d^4$	$\approx 0{,}05D^4$	$\approx \frac{D^4}{20} - \frac{dD^3}{12}$	$\approx 0{,}05\left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0{,}05\left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0{,}05\,D_{sr}^4 - 1{,}2\,D_{sr}^2e^2$	$\approx 0{,}075D_1^4$
I_t	$\approx 0{,}1d^4$	$\approx 0{,}1d^4$	$\approx 2I_f$	$\approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0{,}1\left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0{,}1\,D_{sr}^4 - 2{,}4\,D_{sr}^2e^2$	$\approx 0{,}14D_1^4$

Za proračunavanje naprezanja na savijanje i torziju potrebni su *momenti otpora presjeka W protiv savijanja i W_t protiv torzije.* Jednadžbe za njih su u tablici 71. Pored toga dani su i momenti inercije potrebni pri proračunavanju deformacija.

4.3.2. Približni proračun na torziju i savijanje

Preporučljivo je da se za *torziono opterećeni dio vratila* najmanji potrebni promjer d odredi unaprijed prema iskustvenim vrijednostima dopuštenih naprezanja. Iz uvjeta da je $\tau_t = T/W_t = \tau_{t\,dop}$, dobiva se za vratila sa $W_t \approx 0{,}2\,d^3$ potreban

$$\textit{najmanji promjer} \qquad d_{min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2\,\tau_{t\,dop}}} \tag{147}$$

d_{min} u mm	najmanji dopušteni promjer vratila u području opterećenom okretnim momentom,
T u Nmm	pogonski okretni moment,
$\tau_{t\,dop}$ u N/mm^2	dopušteno torziono naprezanje prema tablici 72.

Ako su projektom određene dimenzije osovine ili vratila, preporučljivo je da se prije nego što se računski provjeri čvrstoća oblika, izvrši *približna kontrola na savojnu čvrstoću* prema iskustveno dopustivim naprezanjima (tablica 72). U pojedinim opasnim presjecima iznosi:

$$\textit{naprezanje na savijanje} \qquad \sigma_f = \frac{M}{W} \tag{148}$$

σ_f u N/mm^2	naprezanje na savijanje u opasnom presjeku,
M u Nmm	moment savijanja u opasnom presjeku,
W u mm^3	moment otpora opasnog presjeka (vidi tablicu 71).

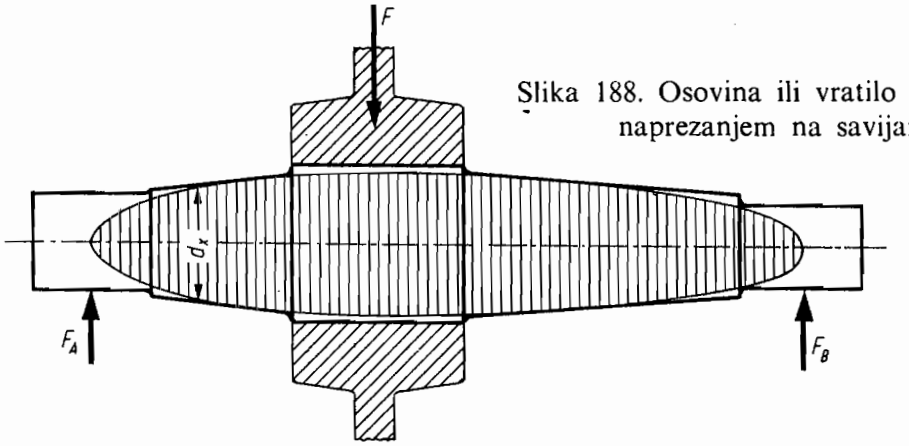
Tablica 72. Dopuštena naprezanja na torziju i savijanje u N/mm^2 za osovine i vratila (iskustvene vrijednosti)

Vrst osovine ili vratila	$\tau_{t\,dop}$	$\sigma_{f\,dop}$
Nepokretne osovine od čelika St 42 . . . 50 (Č. 0460 . . . Č. 0545)	–	50 . . . 100
Okretne osovine od čelika St 42 . . . 50 (Č. 0460 . . . Č. 0545)	–	30 . . . 60
Transmisijska vratila od čelika St 42 (Č. 0460)	12 . . . 18	30 . . . 60
Vratila dizalica od čelika St 50 (Č. 0545)	20 . . . 40	40 . . . 60
Vratila prijenosnika od čelika St 60 (Č. 0645) ili legiranog čelika	40 . . . 60	60 . . . 100
Vratila ručnih dizalica sa zupčastom letvom od čelika St 70 (Č. 0745)	60 . . . 80	100 . . . 150

Teoretski se svi presjeci mogu tako dimenzionirati da u njima vlada jednako naprezanje na savijanje. Iz uvjeta za presjek x $\sigma_f = M_x/W_x = \sigma_{f\,dop}$ može se za $W_x \approx 0{,}1\,d_x^3$ na bilo kojem mjestu x izračunati promjer presjeka:

$$\textit{promjer osovine ili vratila} \qquad d_x = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0{,}1\,\sigma_{f\,dop}}} \tag{149}$$

Tako konstruirana osovina ili vratilo bila bi *paraboloid* (okomito šrafirani dio na sl. 188). Potrebno je, međutim, dobiti proizvodno i funkcionalno pogodan oblik sastavljen od cilindara i stožaca tako da to ne dovodi do podrezivanja paraboloida. Pretkovanim *osovinama i vratilima jednakih naprezanja na savijanje* ušteđuju se materijal i obrada.



Slika 188. Osovina ili vratilo s jednakim naprezanjem na savijanje

4.3.3. Čvrstoća oblika

U opasnom presjeku vratila mogu nastati:

naprezanje na savijanje $$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \tag{150}$$

vlačno ili tlačno naprezanje $$\sigma = \frac{F_1}{A} \tag{151}$$

torziono naprezanje $$\tau_t = \frac{T}{W_t} \tag{152}$$

σ_f, σ, τ_t u N/mm²	savojno, vlačno, tlačno i torziono naprezanje,
M_f, T u Nm	uzimajući u obzir pogonske udare ili vrijednosti najvećih vršnih momenata savijanja ili torzije za određeni presjek,
F_1	uzdužna sila u odgovarajućem presjeku,
W, W_t u mm³	moment otpora odgovarajućeg presjeka protiv savijanja, odnosno torzije (tablica 71)
A u mm²	površina odgovarajućeg presjeka.

Pri istodobnom opterećenju na savijanje i uvijanje zamišljamo da ona izazivaju samo normalna naprezanja, nazvana ekvivalentno ili reducirano naprezanje. Time je opterećenje vratila svedeno na opterećenje na savijanje. Prema *hipotezi o najvećem deformacionom radu pri promjeni oblika* iznosi:

ekvivalentno naprezanje $$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_g^2 + (3\alpha_0^2)\,\tau_t^2} \tag{153}$$

σ_{ekv} u N/mm²	ekvivalentno (reducirano) naprezanje,
σ_g u N/mm²	gornje naprezanje promjenljivog opterećenja. To je najveće normalno naprezanje koje nastaje u presjeku, naime: $\sigma_g = \sigma_f + \sigma$

τ_t u N/mm² torziono naprezanje prema (152),

α_0 odnos koji pokazuje način naprezanja na savijanje i uvijanje. Treba staviti:

$3\alpha_0^2 \approx 0{,}48$ kod naizmjenično promjenljivog savijanja i nepromjenljive torzije ($\alpha_0 \approx 0{,}4$),

$\approx 1{,}47$ kod naizmjenično promjenljivog savijanja i jednosmjerno promjenljive torzije ($\alpha_0 \approx 0{,}7$),

≈ 3 kod naizmjenično promjenljivog savijanja i naizmjenično promjenljive torzije ($\alpha_0 \approx 1$).

Pomoću faktora α_0 prilagođuje se torziono naprezanje naizmjenično promjenljivom naprezanju na savijanje. To znači da se može pomoću faktora α_0 preračunati torziono naprezanje τ_t u odgovarajuće jednakovrijedno promjenljivo torziono naprezanje. Ako je vrst savojnog i uvojnog opterećenja jednaka (na primjer obje izmjenično promjenljive ili obje jednosmjerne), onda je $\alpha_0 \approx 1$.

Čvrstoća oblika σ_0 kao dinamička izdržljivost određenog presjeka osovine ili vratila iznosi:

Čvrstoća oblika

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{DN}\, b_P}{\beta_{kf}\left(1 - \frac{\sigma_{sr}}{\sigma_g}\right)} \leqq k \cdot \sigma_{DN} \tag{154}$$

σ_0 u N/mm² čvrstoća oblika određenog presjeka,

σ_{DN} u N/mm² dinamička naizmjenično promjenljiva izdržljivost materijala prema tablici 73,

b_P faktor kvalitete površine prema slici 189,

β_{kf} faktor zareznog djelovanja prema (155),

$\frac{\sigma_{sr}}{\sigma_g} = R$ odnos naprezanja prema (159),

k faktor za granicu čvrstoće oblika

$\approx 2{,}1$ kod dijelova s opterećenjem na savijanje,

$\approx 1{,}6$ kod dijelova bez opterećenja na savijanje.

Faktor zareznog djelovanja

$$\beta_{kf} = \frac{\alpha_{kf}}{1 + \sqrt{\varrho^* \chi}} \tag{155}$$

α_{kf} koeficijent oblika zareza prema slikama 190 do 193. Osim toga treba uvrštavati: $\alpha_{kf} \approx 3$ za zupčaste i klinaste profile vratila, $\approx 1{,}4$ za poligonske profile vratila (odgovarajuće oblike vidi u tablici 71),

ϱ^* radijus ekvivalentnog zareza je karakteristična vrijednost zarezne osjetljivosti materijala prema tablici 73,

χ reducirani gradijent (pad) naprezanja prema (156) do (158) kod:

savijanja $$\chi \approx 2/d + 2/\varrho \tag{156}$$

vlak/tlak $$\chi \approx 2/\varrho \tag{157}$$

torzija $$\chi \approx 2/d + 1/\varrho \tag{158}$$

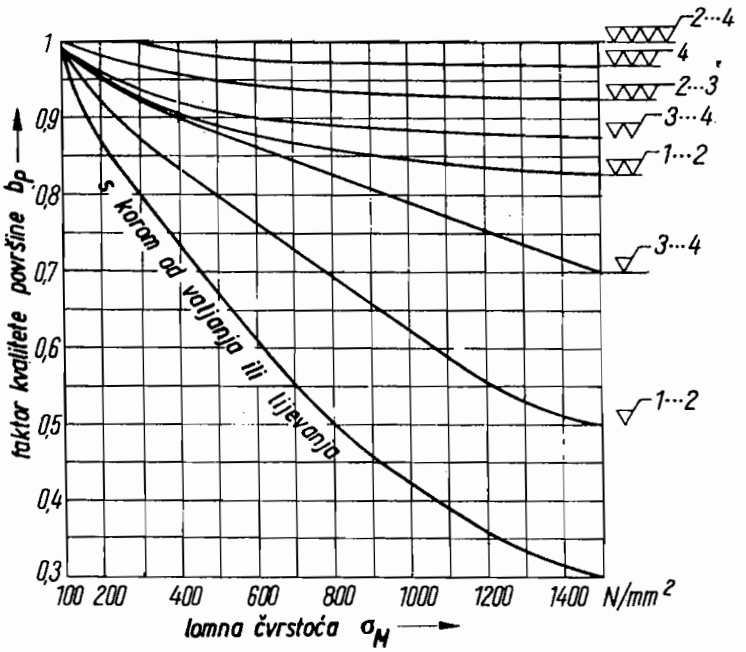
χ u mm^{-1} reducirani gradijent (pad) naprezanja,

d u mm najveći promjer presjeka,

ϱ u mm polumjer zaobljenja dna zareza (vidi slike 190 do 193).

Tablica 73. Dinamička vlačno-tlačna naizmjenično promjenljiva izdržljivost σ_{DN} i radijus ρ^* ekvivalentnog zareza žilavih materijala (čelik)

σ_M N/mm²	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
σ_{DN} N/mm²	140	170	190	210	230	270	320	360	410	450	500	550	600
ρ^* mm	0,2	0,15	0,12	0,09	0,08	0,06	0,04	0,03	0,025	0,02	0,02	0,015	0,01



Slika 189. Faktor utjecaja kvalitete površine b_p u zavisnosti od vlačne čvrstoće σ_M čelika (kvalitete površina, vidi u tablici 26, strana 78)

Jednadžba (156) vrijedi za dijelove vratila opterećene na savijanje, jednadžba (157) za dijelove bez savojnog opterećenja, jednadžba (158) za dijelove vratila opterećene isključivo na torziju.

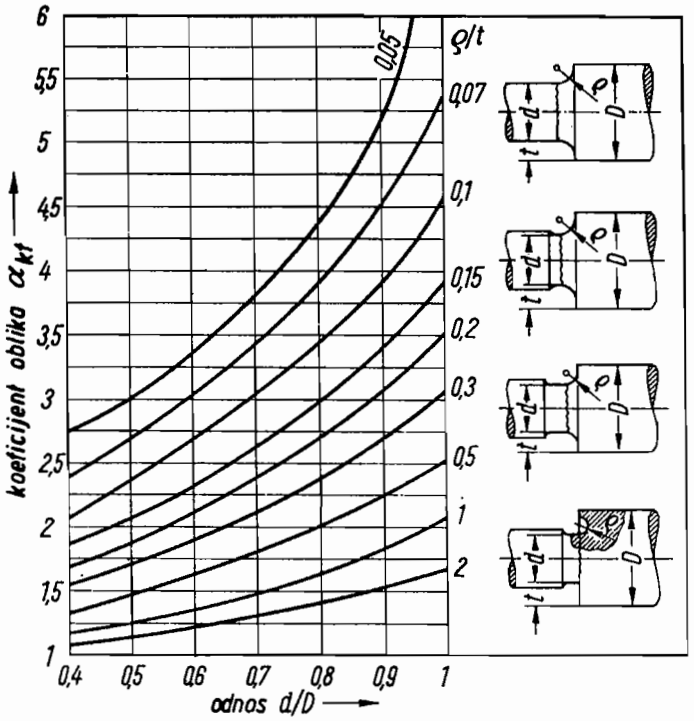
Ako je $\varrho < 0{,}5$ mm, onda u jednadžbama (156) do (158) treba ipak uvrstiti $\varrho = 0{,}5$ mm, jer se tok sila ne lomi oštro oko zareza, nego prolazi u luku oko njega.

Kod *glatkih dijelova vratila bez utora* je $\varrho = \infty$, pa u jednadžbe (156) do (158) treba uvrštavati $2/\varrho = 0$. Kod *utornih osovina ili dijelova vratila* (dosjedni klin, klinasta vratila, utori ozubljenih vratila) može se približno uzeti da je $\varrho \approx t/2 \leqq b/2$ (t = dubina utora odnosno zubca, b = širina utora). I kod naprešanih glavina (sl. 193a) treba uvrstiti $\varrho = 0{,}5$.

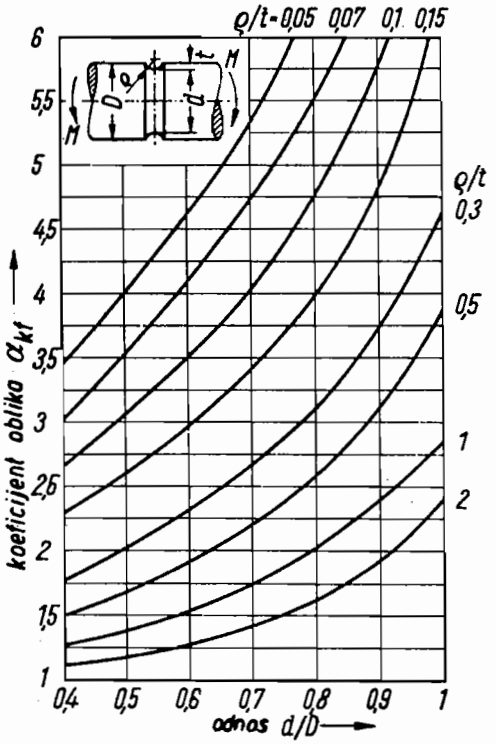
Odnos naprezanja σ_{sr}/σ_g (159)

σ_{sr} u N/mm² srednje naprezanje titrajnog opterećenja. Ono je jednako konstantnom (mirnom) normalnom naprezanju kojem se superponira naizmjenično naprezanje. U normalnom slučaju su to vlačna ili tlačna naprezanja σ. Načelno, u pojedinim presjecima vratila je $\sigma_{sr} = 0{,}5\,(\sigma_g + \sigma_d)$ sa σ_d kao najmanje normalno naprezanje ciklusa promjenljivog opterećenja (donje naprezanje),

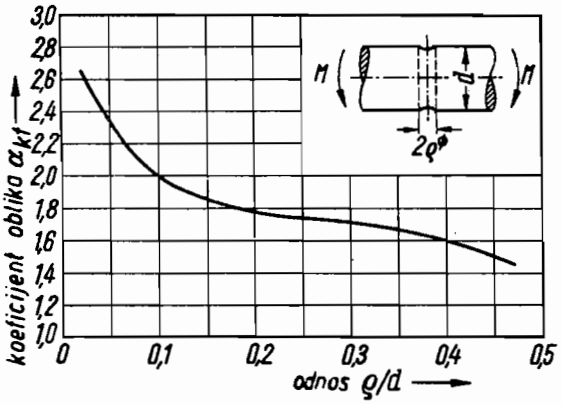
σ_g u N/mm² gornje naprezanje ciklusa promjenljivog opterećenja $= \sigma + \sigma_f$.



Slika 190. Koeficijenti oblika α_{kf} kod vratila s različito oblikovanim prijelazima s većeg na manji promjer



Slika 191. Koeficijenti oblika α_{kf} kod vratila s utorom po obodu



Slika 192. Koeficijent oblika α_{kf} kod vratila s poprečnim provrtom

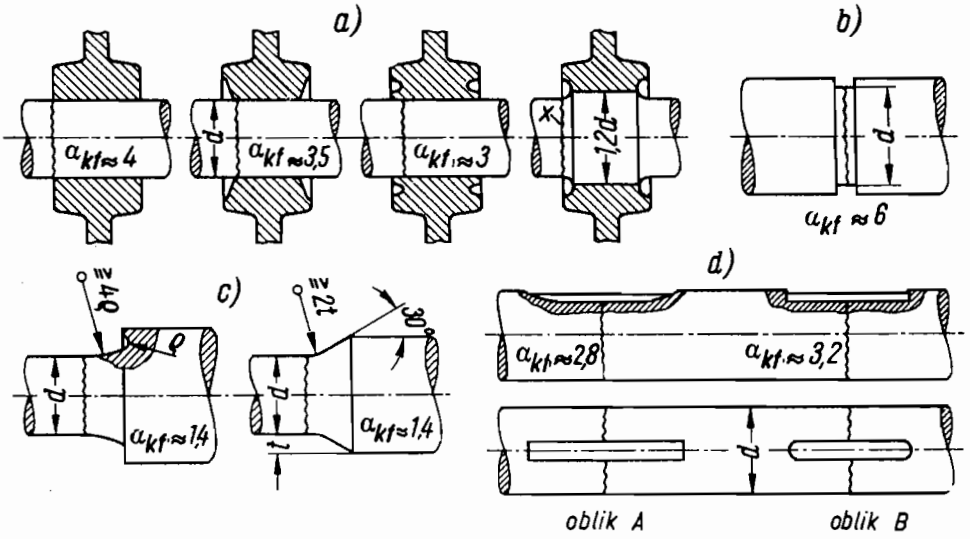
Ako su vlačna odnosno tlačna naprezanja σ i naprezanja na savijanje σ_f konstanta, kao što je to kod osovine koja miruje, onda će biti $\sigma_{sr}/\sigma_g = 1$. Ako ne djeluje vlačno ili tlačno naprezanje već samo naizmjenično promjenljivo naprezanje na savijanje, onda je $\sigma_{sr}/\sigma_g = 0$ (čisto naizmjenično opterećenje). U dijelovima vratila koji su *opterećeni isključivo na torziju,* stavlja se $\sigma_{sr}/\sigma_g = 0$ kod naizmjenično promjenljivog τ_t, $\sigma_{sr}/\sigma_g = 0{,}5$ kod jednosmjerno promjenljivog τ_t, $\sigma_{sr}/\sigma_g = 1$ kod nepromijenljivog τ_t. U ovim slučajevima treba uzeti $\sigma_{ekv} \approx 1{,}5\,\tau_t$. Za ispravno dimenzioniranje mjerodavna je:

$$\textit{Sigurnost protiv umornosti} \quad S_D = \sigma_0/\sigma_{ekv} \tag{160}$$

Uobičajeno su: $S_D \geqq 2$ kod $\sigma_{sr}/\sigma_g = 0$ do 0,25,

$S_D \geqq 1{,}7$ kod $\sigma_{sr}/\sigma_g > 0{,}25$ do 0,75,

$S_D \geqq 1{,}4$ kod $\sigma_{sr}/\sigma_g > 0{,}75$ do 1.



Slika 193. Koeficijenti oblika α_{kf} kod vratila
a) s naprešanom glavinom (za presjek x prema slici 190); *b*) sa zarezom s oštrim bridovima za uskočnike; *c*) s blagim prijelazima; *d*) s utorima za pero, odnosno utorima za dosjedni klin

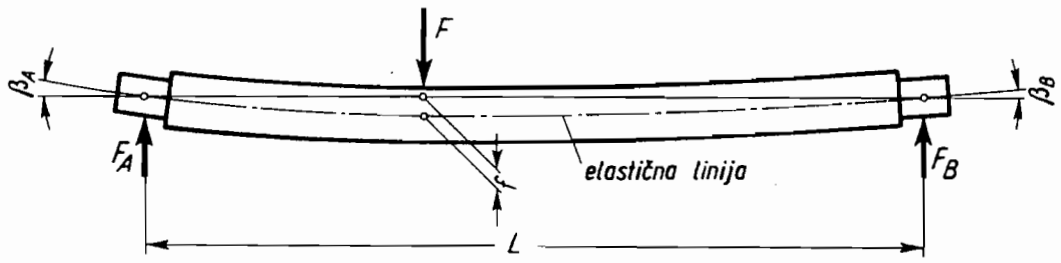
4.4. Deformacije

4.4.1. Deformacije zbog sila savijanja

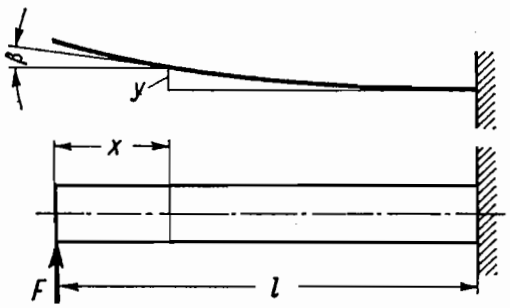
Osovine i vratila izložena su savijanju zbog djelovanja sila F (sl. 194). Duga i tanka vratila mogu često biti dovoljno čvrsta, ali deformacijom mogu da remete funkcionalnost. Tako npr. mogu da dovedu do odstupanja u zahvatu kod zupčanih prijenosnika ili do zagrijavanja u kliznim ležajima zbog rubnog pritiska. U kritičnim slučajevima treba prema tome proračunati progib i kosi položaj rukavca. Prema iskustvu treba da progib ispod hvatišta sile iznosi $f \leqq 0{,}00035\, L$ (manje vrijednosti pri $n > 25\ \mathrm{s}^{-1}$), i (vidi sl. 196) $\tan \beta_{A,B} \leqq 0{,}001$ do $0{,}002$ (manje vrijednosti kod dugih kliznih ležaja, a velike kod kratkih kliznih ležaja; vidi 5.1.6.).

Gladak štap dobiva prema slici 195 na mjestu x

$$\textit{progib:} \qquad y = \frac{F \cdot l^3}{6E \cdot J_f}\left(2 - 3\frac{x}{l} + \frac{x^3}{l^3}\right) \tag{161}$$



Slika 194. Progib osovine ili vratila i kosi položaj rukavaca u ležajevima

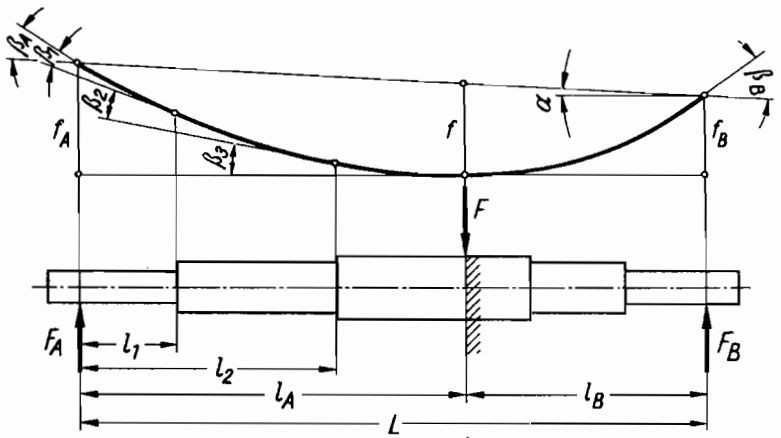


Slika 195. Progib ukliještenog glatkog štapa

Nadalje proizlazi na mjestu x *kut nagiba*:

$$\tan\beta=\frac{F}{2E\cdot J_f}(l^2-x^2) \qquad (162)$$

Kod $x=0$ nestaju članovi sa x.



Slika 196. Osovina ili vratilo zamišljeno rastavljeno, tako da postaju dvije konzole

Kod višestruko stupnjevanih osovina ili vratila s jednom silom između ležaja, prema slici 196, zamišljamo da je osovina ili vratilo ukliješteno u hvatištu sile F i da je kao konzola savijana reakcijama u osloncima duljina l_A i l_B.

$$\textit{Progib u osloncu}\quad f_A=\frac{F_A}{3E}\left(\frac{l_1^3}{J_{f1}}+\frac{l_2^3-l_1^3}{J_{f2}}+\frac{l_3^3-l_2^3}{J_{f3}}+\ldots\right) \qquad (163)$$

f_A u mm	progib ispod F_A. Progib f_B ispod F_B treba proračunati na isti način,
F_A u N	sila oslonca ležaja (reakcija),
l u mm	duljina stupnja od F_A,
E u N/mm^2	modul elastičnosti materijala vratila, za čelik $\approx$210000 N/mm^2,
J_f u mm^4	moment inercije odgovarajućeg presjeka vratila prema tablici 71, strana 176.

Ispod sile F iznosi:

$$\textit{progib}\qquad f=f_A+(f_B-f_A)\,l_A/L \qquad (164)$$

Sada treba odrediti pojedine kutove savijanja β_1, β_2 ... pomoću jednadžbe (162). Za stranu A na slici 196 je, na primjer:

$$\tan\beta_1=\frac{F_A\cdot l_1^2}{2E\cdot J_{f1}},\qquad \tan\beta_2=\frac{F_A}{2E\cdot J_{f2}}(l_2^2-l_1^2),\qquad \tan\beta_3=\frac{F_A}{2E\cdot J_{f3}}(l_A^2-l_2^2)$$

i prema tome:

$$\tan\alpha=\frac{f_A-f_B}{L} \tag{165}$$

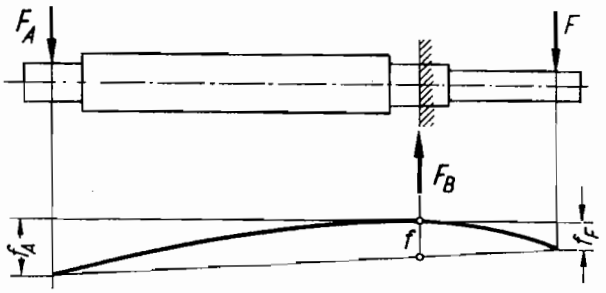
i

$$\tan\beta_A=\tan(\Sigma\beta-\alpha) \tag{166}$$

Sa stranom B treba postupiti na isti način.

Budući da su kutovi savijanja veoma maleni, može se staviti da je $\tan\alpha\approx\alpha$, $\tan\beta\approx\beta$, odnosno $\tan\beta_A\approx\Sigma\beta-\alpha$ (α i β u radijanima).

Konzolno uležištene osovine ili vratila smatraju se, prema slici 197, da su ukliještene u osloncu F_B tako, da se kao prije stvaraju dvije konzole.



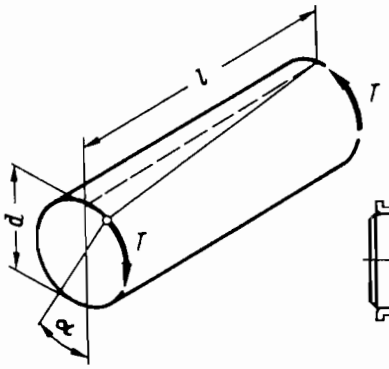
Slika 197. Progib osovine ili vratila kod konzolnog uležištenja

Kod *osovina i vratila koja su opterećena sa više sila*, progibi se proračunavaju pojedinačno, za svaku silu F_1, F_2,... posebno, te se onda izmjeri vrijednost f na mjestu najvećeg progiba (dobiva se crtanjem elastične linije). S kutom nagiba treba postupiti u istom smislu.

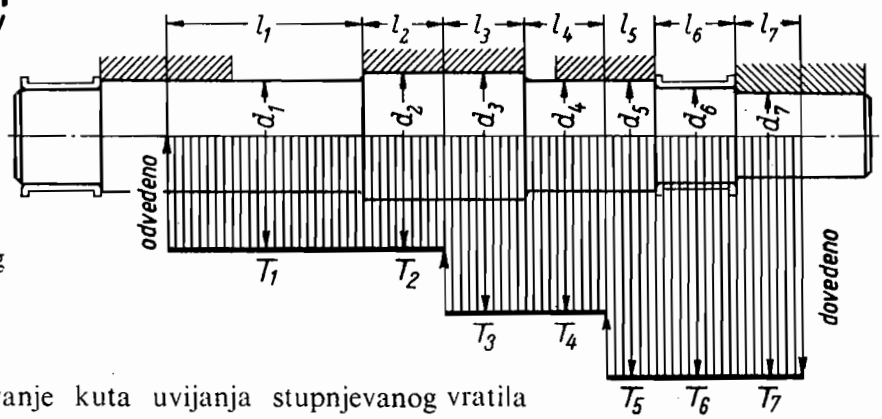
Ako *sile djeluju u raznim ravninama*, treba pojedine progibe f_1, f_2,... i kutove nagiba β_1, β_2,... te momente savijanja (vidi sl. 186) na odgovarajućim mjestima geometrijski zbrajati.

4.4.2. Deformacije izazvane torzionim silama

Torzionim momentom zakreću se međusobno presjeci vratila. Dva presjeka u razmaku l glatkog dijela vratila (sl. 198) zakreću se za kut $\alpha=T\cdot l/(G\cdot I_t)$. Kut zakretanja stupnjevanog vratila (sl. 199) iznosi:



Slika 198. Uvijanje glatkog dijela vratila



Slika 199. Za proračunavanje kuta uvijanja stupnjevanog vratila

kut zakretanja

$$\alpha = \frac{1}{G} \Sigma \frac{T \cdot l}{I_t} \qquad (167)$$

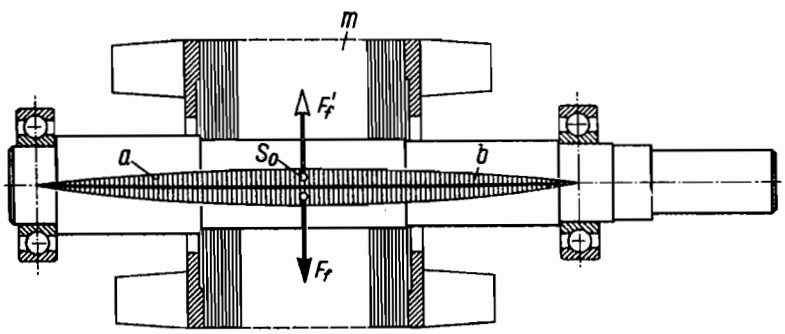
α u rad	kut zakretanja,
G u N/mm^2	modul klizanja materijala vratila, za čelik iznosi ≈ 80000 N/mm^2,
T u Nmm	torzioni moment u odgovarajućem dijelu vratila,
l u mm	dio duljine vratila s konstantnim momentom inercije i torzije,
I_t u mm^4	moment inercije protiv zakretanja u odgovarajućem dijelu vratila, prema tablici 71.

Druga vratila, npr. transmisiona, deformiraju se znatno već pri razmjerno malom torzionom momentu. Ova promjena oblika izazvana deformacijom dovodi zbog elastičnosti vratila do nepoželjnih torzionih titraja strojnih dijelova montiranih na vratilu (djelovanje kao kod ravnih torzionih opruga, vidi 3.4.). Zato se ograničuje kut zakretanja prema iskustvu na veličinu $\alpha/\Sigma l = 0{,}25$ °/m. ako Σl označava ukupnu duljinu dijela vratila koji je torziono opterećen.

4.5. Kritična brzina vrtnje

4.5.1. Fleksiona kritična brzina vrtnje

Osovine i vratila, zajedno s masama koje su na njima smještene, predstavljaju *fleksione elastične opruge*. Djelovanjem neke vanjske sile počet će te mase vibrirati vlastitim prigušenim titrajima (vidi sl. 157, str. 141). Prilikom rotacije javljaju se periodični impulsi centrifugalne sile. Ovi impulsi odgovaraju brzini vrtnje, a nastaju radi toga jer se stvarni položaj težišta ne poklapa s teoretskim. Do toga dolazi zbog neizbježnog odstupanja stvarnih mjera od nazivnih, u granicama dopuštenih odstupanja. Ako se sada slučajno poklopi pogonska brzina vrtnje sa frekvencijom vlastitih titraja sustava koji tvori osovina ili vratilo sa masama smještenim na njima, nastat će *rezonancija*. Uz nemiran hod vibrirat će osovina ili vratilo, povećavajući stalno amplitudu titraja, sve do loma. Rezonantu brzinu vrtnje nazivamo *fleksionom kritičnom brzinom vrtnje*, n_{krit}. Preciznim balansiranjem i krutom izvedbom može se danas raditi i u samom kritičnom području. Ova metoda je, međutim, upotrebljiva samo u posebnim slučajevima. Ako je fleksiona kritična brzina vrtnje n_{krit} manja od



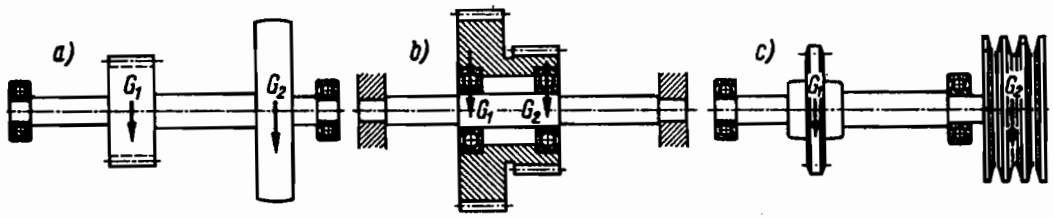
Slika 200. Titranje osovine ili vratila zbog premještanja težišta
a elastična linija; *b* amplitude titranja elastične linije; *m* masa montirana na vratilu; S_0 težište mase; F_f centrifugalna sila; F'_f centrifugalna sila nakon pola okretaja

pogonske n, mora pri puštanju stroja u pogon i zaustavljanju biti područje kritične brzine vrtnje brzo prijeđeno. Dugačke i tanke osovine i vratila imaju visoku fleksionu kritičnu brzinu vrtnje. Kako iz (109a), strana 141, proizlazi, frekvencija vlastitih titraja sustava zavisi od krutosti c i od masa m koje vibriraju. Sami impulsi i sile koje djeluju F_1, F_2, ... ne utječu na kritičnu brzinu vrtnje!

Fleksiona kritična brzina vrtnje

$$n_{krit} \approx \frac{K}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{K}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{f_G}} \tag{168}$$

n_{krit} u s^{-1} fleksiona kritična brzina vrtnje,
K faktor načina ležištenja $=1$ za osovine i vratila koja se slobodno okreću u ležajima (slika 201a), $=1{,}3$ za osovine obostrano učvršćene (slika 201b), $=0{,}9$ za konzolno uležištene osovine ili vratila (slika 201c),
c u N/m krutost sustava koji vibrira,
m u kg masa sustava koji vibrira,
g u cm/s^2 zemaljsko ubrzanje $=981\ cm/s^2$,
f_G u cm najveći progib izazvan težinama masa strojnih dijelova smještenih na vratilo ili osovinu.



Slika 201. Shematski prikaz različitih uležištenja osovina i vratila
a) okretno u ležajevima; *b*) obostrano ukliješteno; *c*) konzolno

Pri proračunavanju f_G pomoću jednadžbi (163) i (164) [u (164) je to f] smiju kao sile koje opterećuju vratilo ili osovinu biti uzimane u obzir samo težine masa. Ne smiju prema tome biti uzimane u obzir vučne sile remena, sile koje djeluju na zube zupčanika itd! Fleksiona kritična brzina vrtnje neovisna je od toga da li su vratilo ili osovina u horizontalnom, kosom ili vertikalnom položaju!

Budući da težina vlastite mase vratila ili osovine nije pri proračunu uzimana u obzir, izračunata kritična fleksiona brzina vrtnje leži iznad stvarne. Razlika koja se stoga javlja povećava se s povećanjem progiba izazvanog težinama masa. Zato se osovine i vratila nastoji dimenzionirati tako da izračunata kritična brzina vrtnje n_{krit} leži uz dovoljnu sigurnost iznad ili ispod stvarne pogonske brzine vrtnje. Za sustave kod kojih su na teškom vratilu ili osovini smješteni lakši strojni dijelovi, dobit ćemo točnije vrijednosti n_{krit} ako u proračunu uzmemo u obzir i vlastitu težinu vratila, odnosno osovine. To ćemo učiniti tako da ćemo težine parcijalnih dijelova vratila ili osovina nadomjestiti silama s hvatištem u težištu svakog parcijalnog dijela. Ali ni to nije potpuno točno, jer je vlastita težina zapravo kontinuirano opterećenje.

4.5.2. Torziona kritična brzina vrtnje

Vratilo s masama koje su na njemu smještene ravna je torziona opruga koja će početi vibrirati prigušenim torzionim titrajima ako ju izložimo kolebanjima okretnog momenta. Ako kolebanja okretnog momenta odgovaraju brzini vrtnje kao što je to kod zalomljenih vratila stapnih strojeva, doći će i kod torzionih vibracija do *rezonancije*. To će nastati kada pogonska brzina vrtnje bude jednaka vlastitom titranju sustava. *Torziona kritična brzina vrtnje* n_{krit} jednaka je opasnost za mogućnosti loma kao i fleksiona. Impulsi okretnih momenata ograničeni su ipak na posebne slučajeve.

Torziona kritična brzina vrtnje

$$n_{krit} \approx \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{J}} \tag{169}$$

n_{krit} u s^{-1} torziona kritična brzina vrtnje,
c u Nm/rad krutost vratila,
J u kgm^2 moment tromosti mase vratila, uključivo mase dijelova smještenih na vratilu.

Uzimajući u obzir oznake dane na slici 199, izračunava se *krutost* iz jednadžbe:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{G}\Sigma\frac{l}{I_t} \tag{170}$$

c u Nmm/rad krutost vratila,
G u N/mm^2 modul klizanja materijala vratila $\approx 80000\ N/mm^2$ za čelik,
l u mm duljine pojedinih stupnjevanih dijelova vratila,
I_t u mm^4 polarni moment inercije pojedinih poprečnih presjeka (tablica 71 str. 176).

5. LEŽAJI

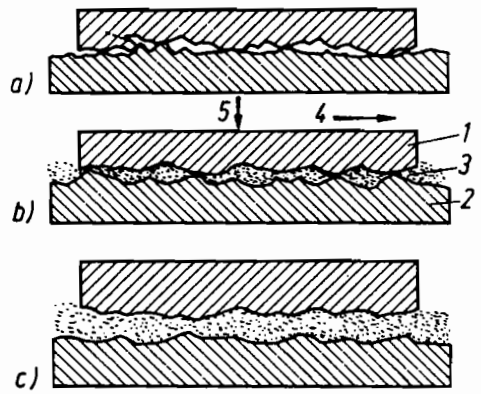
5.1. Trenje, podmazivanje i maziva

5.1.1. Trenje

Osovine i vratila imaju oslonce u kliznim ili valjnim ležajima. Ležaji se podmazuju da bi gubici trenja, a time i zagrijavanje, bili što manji. Pod *trenjem* se prema DIN 5281 podrazumjeva otpor koji se javlja između površina nalijeganja dvaju tijela i suprostavlja se međusobnom gibanju bilo klizanjem, bilo kotrljanjem ili valjanjem (*trenje gibanja – kinetičko trenje*), ili onemogućuje gibanje (*trenje mirovanja – statičko trenje*).

Za ležaje značenje ima samo trenje gibanja. K tome se računa i *startno trenje* u početku gibanja i *trenje zaustavljanja* na kraju gibanja. U *trenje gibanja* spadaju slijedeće vrste trenja:

1. *Trenje klizanja*, kada površine nalijeganja klize jedna po drugoj (klizni ležaj, klizna vodilica kod alatnih strojeva).
2. *Trenje kotrljanja*, kada se dva elastična tijela (na primjer od čelika) kotrljaju jedno po drugom. Zbog elastične doformacije nastaje iz teoretskog točkastog ili linijskog dodira površinski dodir koji daje klizni udio (valjčići koji se slobodno gibaju između dvije vodilice).
3. *Trenje valjanja*, kada se valjaju dva tijela jedno po drugom, pri čemu je učešće klizanja i kotrljanja određeno unaprijed zakonima gibanja (valjni ležaji, bokovi zupčanika).



Slika 202. Vrste trenja
a) suho trenje bez sloja koji razdvaja naležne površine; *b*) mješovito trenje; djelomično suho, djelomično tekuće trenje; *c*) tekuće trenje (plovno trenje) s međuslojem koji razdvaja
1 pomični dio; 2 mirujući dio; 3 međusloj; 4 gibanje; 5 opterećenje

Poznate su nadalje još slijedeće *vrste trenja*:

1. *Trenje čvrstih tijela*, pri kojem se čvrsta tijela dodiruju neposredno. Na njihovim površinama je oksidacioni sloj ili sloj krutog maziva.

2. *Suho trenje*, ako između dodirnih površina nema oksidacionog sloja, sloja vlage, niti bilo kakvog drugog stranog sloja (slika 202a).
3. *Tekuće trenje*, ako se površine nalijeganja ne dodiruju, a vrhove njihovih površinskih hrapavosti razdvaja nosivi tekući ili plinoviti međusloj (slika 202c). Ako se potreban tlak za nošenje stvara samo gibanjem tijela, onda ga nazivamo *hidrodinamičkim*, ako pak nastaje pumpom s posebnim pogonom, onda *hidrostatičkim*. Trenje koje pri tome nastaje je trenje zbog viskoziteta (žilavosti) materijala nosivog međusloja.
4. *Mješovito trenje* nastaje među površinama nalijeganja ako postoji djelomično trenje čvrstih tijela, a djelomično tekuće trenje (slika 202b). Mješovito trenje nastaje pri suviše sporom gibanju (kod pokretanja i zaustavljanja), suviše visokom opterećenju ili nedovoljnoj količini tekućine, odnosno plina.

5.1.2. Podmazivanje i maziva

Radi olakšanja klizanja površina nalijeganja, te radi smanjivanja ili čak sprječavanja trošenja, upotrebljavaju se maziva. Ona treba da omreže klizna mjesta, da prianjaju uz materijale, da razdvajaju hrapavošću izazvane međusobne neravnosti površina nalijeganja, da sama imaju nisku unutarnju žilavost, da ne nagrizaju materijale i da ih štite od korozije, a da po mogućnosti i hlade, prenose pritisak, brtve i štite maziva mjesta od nečistoća i vode. Kao *maziva* dolaze u obzir:

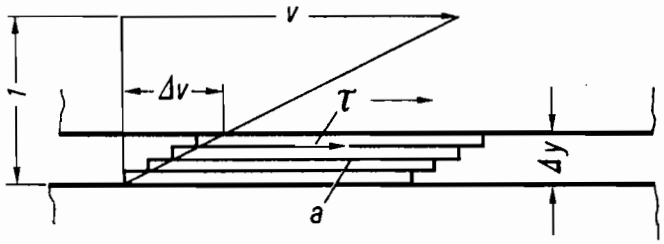
1. *Tekuća maziva* (*ulja*). Ona općenito udovoljavaju najbolje zahtjevima i često se s njima može ostvariti hidrodinamičko podmazivanje.
2. *Masti za podmazivanje* su plastične tvari kod kojih su metalnim sapunima ili materiji za zgušćavanje dodana ulja.
3. *Mješavine čvrstih maziva s uljima ili mastima.* Čvrsta maziva u prahu miješaju se s uljima ili mastima. Služe kao tankoslojno mazanje pri poteškoćama uhodavanja.
4. *Kruta maziva* su krute tvari u prahu ili u obliku ljusaka, koje dobro prianjaju uz klizne površine i time im poboljšavaju klizna svojstva. Najčešće se upotrebljavaju u spoju s uljima, mastima, umjetnim masama, na primjer grafit i molibdendisulfid.
5. *Umjetne mase s kliznim sposobnostima.* U obzir dolaze: poliamid PA, poliacetal POM, politetrafluoretilen PTFE i fluoretilen-propilen PFEP, koji se upotrebljavaju za klizne tračnice, ležajeve, brtvila kod vratila i zupčanike. Osim toga mogu se kruta maziva dodati (inkorporirati) umjetnim masama da bi im se poboljšala klizna svojstva, na primjer grafit ili molibdendisulfid za blazinice od umjetnih masa.
6. *Suhi tanki mazivi slojevi* su čvrsta maziva u tankim slojevima (TSF) koja služe kao trajno mazivo, isključujući mogućnost zagađivanja dobara koja se prerađuju, kao što su živežne namirnice ili tekstil.
7. *Plinovi.* Ponekad i zrak služi kao mazivo kliznih ležaja kod malih brzohodnih strojeva.

Najvažnija maziva za ležaje su **ulja**. Najčešće se daje prednost jeftinim mineralnim uljima u odnosu na sintetička ulja. Svakom gibanju tekućine suprotstavlja se unutarnje trenje. Ako dvije površine podmazane uljem klize jedna po drugoj, onda se i pojedini uljni slojevi pomiču međusobno uz trenje. Što je trenje veće, to je tzv. žilavost tekućine veća. Ta žilavost tekućine naziva se *viskozitet*.

Sloj tekućine izložen trenju, kao što je npr. nosivi međusloj (mazivi sloj) kod hidrodinamičkog podmazivanja, može se zamisliti da je sastavljen od tankih slojeva slično snopu međusobno pomaknutih igraćih karata (sl. 203). Pri njihovu međusobnom uzdužnom pomicanju nastaje između pojedinih slojeva smično naprezanje τ, čija veličina zavisi od vrste tekućine (žilavosti tekućine) i od razlike brzina pojedinih slojeva. Što je veći pad brzine, to je veće smično naprezanje τ. Kao mjera za viskozitet mazive tekućine u gibanju označava se *dinamički viskozitet* η kao ono smično naprezanje koje bi nastalo kad između dva sloja razmaknuta za jedinicu duljine (1 m) postoji razlika u brzini od jedne jedinice brzine (1 m/s).

Prema slici 203 međusobni razmak dviju površina je Δy, a njihova razlika u brzini Δv. Prema tome imali bismo kod površina u razmaku 1 (jedna jedinica duljine) pad brzine $v = \Delta v/\Delta y$. Ako pri ovome padu između pojedinih slojeva djeluje smično naprezanje τ i ako se pretpostavlja da su smično naprezanje i pad brzine v međusobno proporcionalni (Newtonova tekućina), onda bi smično naprezanje za jedinicu brzine iznosilo $\eta = \tau/v$; prema tome je:

$$\textit{dinamički viskozitet} \quad \eta = \frac{\tau}{\Delta v/\Delta y}$$



Slika 203. Pomicanje slojeva tekućine kod hidrodinamičkog podmazivanja (*a* su zamišljeni slojevi tekućine koji se međusobno pomiču kao složaj igraćih karata)

Ako se uvrsti τ u $N/m^2 = Pa$ (Pascal), Δv u m/s i Δy u m, tada proizlazi

internacionalna jedinica za dinamički viskozitet

$$\frac{N/m^2}{\frac{m/s}{m}} = \frac{N}{m^2}\,s = Pas \text{ (Pascal-sekunda)}$$

Konvencionalno je do sada vrijedila u tehnici jedinica $\frac{kp}{m^2}s$. Tada je $1\frac{kp}{m^2}s = 9{,}81$ Pas.

Često se upotrebljavalo i poaz (Poise, P) prema francuskom fizičaru *Poiseuille*. Postoji i odnos 1 Pas = 10 P ili 1 Pas = 1 daP (dekapoaz) ili 1 Pas $\times 10^3$ cP (centipoaz). Dakle:

$$1 \text{ Pas} = 10 \text{ P} = 10^3 \text{ cP}$$

Dinamički viskozitet može se mjeriti pomoću viskozimetra s kuglom, kod kojeg se kugla spušta kroz cijev napunjenu uljem za ispitivanje. Vrijeme spuštanja je izravno proporcionalno dinamičkom viskozitetu.

Osim dinamičkog, postoji i *kinematski viskozitet* ν nekog ulja, pod kojim se podrazumjeva odnos dinamičkog viskoziteta η prema gustoći ulja ϱ.

$$\textit{Kinematski viskozitet} \quad \nu = \frac{\eta}{\varrho}$$

Ako se računa ϱ u kg/m^3, a iz 1 N = 1 kg · 1 m/s^2 proizlazi za 1 kg = 1 $\frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{m}}$,

dakle ϱ u $\frac{\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4}$ dobiva se

internacionalna jedinica za kinematski viskozitet

$$\frac{\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2}{\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Konvencionalno je do sada vrijedila, prema engleskom fizičaru *Stokesu*, nazvana jedinica 1 St (Stokes) = 1 cm^2/s. Nadalje je 1 St = 100 cSt (centistokes) i tako:

$$1\ \text{m}^2/\text{s} = 10^4\ \text{St} = 10^6\ \text{cSt}$$

Budući da je općenita gustoća ulja $\varrho \approx 0{,}9$ kg/dm^3 = 900 kg/m^3 = 900 $\frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4}$,

može se pri preračunavanju kinematskog viskoziteta u dinamički upotrijebiti slijedeća skraćena veličinska jednadžba:

$$\textit{dinamički viskozitet} \quad \eta = 0{,}09 \frac{\nu}{\text{St}}\ \text{Pas} = 0{,}0009 \frac{\nu}{\text{cSt}}\ \text{Pas} \tag{171}$$

Ako, na primjer, neko ulje ima kinematski viskozitet $\nu = 50$ cSt, onda je dinamički viskozitet:

$$\eta = 0{,}0009 \frac{50\ \text{cSt}}{\text{cSt}}\ \text{Pas} = 0{,}045\ \text{Pas}$$

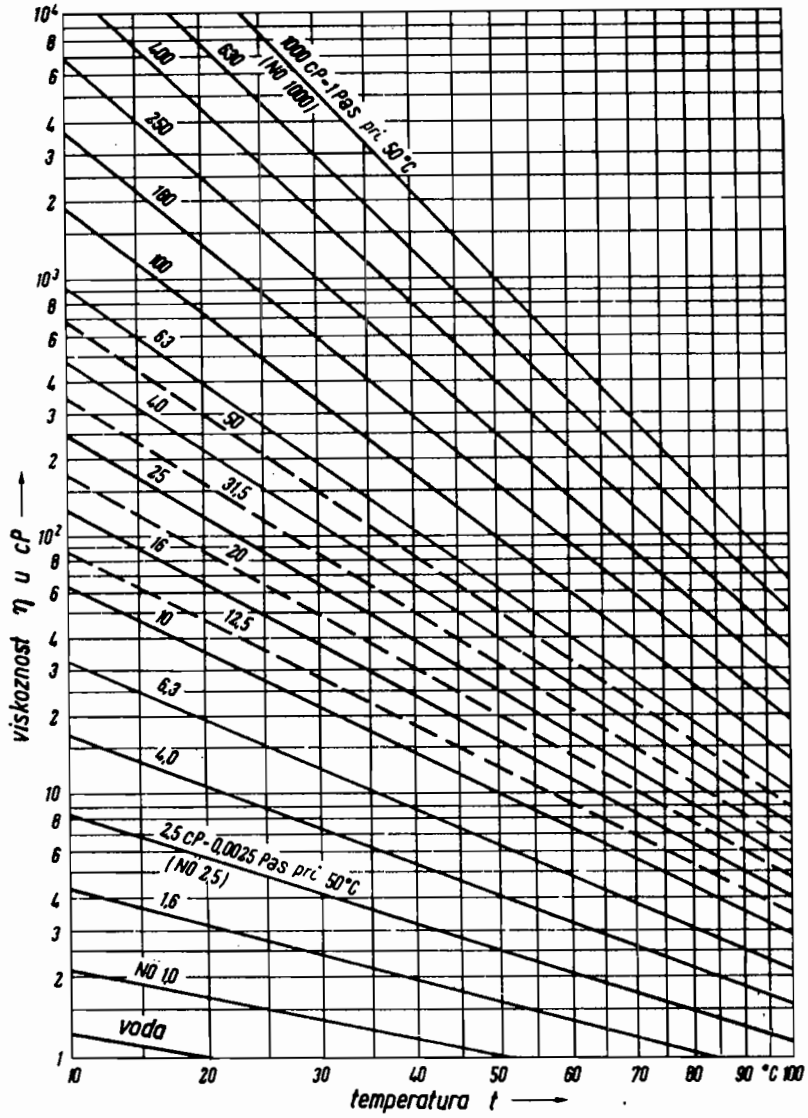
Ovo preračunavanje potrebno je stoga što je kinematski viskozitet, iako beznačajan za tehniku podmazivanja, gotovo isključivo može naći u podacima proizvođača ulja.

Sva tekuća maziva s porastom temperature postaju rijeđa, što znači da se njihov viskozitet smanjuje. Zbog toga se mora viskozitet uvijek naznačiti u ovisnosti o temperaturi. Tako, na primjer $\nu_{50} = 63$ cSt znači da kinematički viskozitet ulja na $t = 50$ °C iznosi $\nu = 63$ cSt. Na slici 204 prikazane su promjene viskoziteta normalnih ulja u ovisnosti o temperaturi. Viskozitet raste također i s tlakom ulja, ali se taj porast jedva očituje do 40 MPa = 40 N/mm^2.

Od važnosti je još *stinište*, kao temperatura na kojoj se ulje počinje skrućivati, *plamište* kao temperatura na kojoj se zapali uljna para, ali ne i samo ulje, te *postojanost prema starenju*, kao neko određeno povećanje ostatka uljnog koksa u ulju nakon određenog vremena.

Kao maziva ulja dolaze u obzir:

1. *Destilati*, koji se dobivaju destilacijom produkata zemnog ulja. Oni su prikladni do 40 °C, te se upotrebljavaju kod jednostavnih prijenosnika, kliznih ležaja, zglobova i kliznih putanja.
2. *Maziva ulja* A DIN 51505 (JUS B.H3.313 i 316) s vrelištem višim od onog koje imaju destilaciona ulja. Ona su kvalitativno ispod destilata, a i jeftinija su. Imaju vrlo dobru sposobnost prianjanja i podmazivanja, pa su pogodna za podmazivanje stalno svježim uljem, te za protočno podmazivanje do 50 °C.
3. *Rafinati* su ulja čija su svojstva poboljšana rafinacijom (čišćenjem). Oni udovoljavaju naročito visokim zahtjevima sposobnosti podmazivanja, postojanosti mazivog sloja i postojanosti prema starenju. Standardizirana su kao maziva ulja C. Upotrebljivost i preko 50 °C.



Slika 204. Ovisnost viskoziteta normalnih ulja o temperaturi (prema *Niemann-Cameron-Vogelu*)

4. *Legirana ulja* su rafinati ili sintetička ulja kojima su dodani različiti aditivi, između ostalog dodaci za visoki tlak koji povećavaju otpornost na visoki tlak (grafit, cinkov sulfid, molibdendisulfid, fosfor, te spojevi fosfora, sumpora i klora).

5. *Sintetska ulja* su umjetna ulja. Stinište im je nisko, imaju pogodan odnos viskozitet – temperatura, naročito povišenu postojanost prema starenju, više plamište nego mineralna ulja. Budući da su veoma skupa, upotrebljavaju se samo tamo gdje normalna maziva zatajuju. I sintetska ulja mogu se legirati aditivima (vidi pod 4). Od sintetskih ulja najbolje karakteristike viskozitet – temperatura pokazuju silikonska ulja, te se široko primjenjuju (−70 °C do +250 °C, v_{50} = 25 do 350 cSt). Sposobnost omrežavanja je manja. Osobito dobro djelovanje pokazuju pri podmazivanju umjetnih masa, kao što su poliamid i polistirol.

Mazive masti su mineralna ulja zgusnuta pomoću metalnih sapuna. Sapunasta građa (čvrsta pjena od sapuna) obavija kapljice ulja, te ih samo u najmanjim količinama oslobađa za podmazivanje. Za vrijeme gibanja istisne se ulje iz pora i podmazuje. Pod saponifikacijom podrazumijeva se općenito kemijska reakcija između masnih kiselina i mineralnih soli, pretežno kalcijevim, natrijevim ili litijevim hidroksidima. Postoje prema tome masti kalcija, natrija ili litija. Svojstvo masti da se može nanositi u slojevima i da se lako plastično deformira, označavamo kao *konzistenciju*, koja se izražava pomoću *penetracije*. Na 25 °C mjeri se dubina prodora ispitnog stožca i ona se izražava u desetinama milimetra. Na primjer, penetracija 310 znači da ispitni stožac prodire u mast za 310 · 0,1 mm = 31 mm. Odležane masti daju *penetraciju mirovanja*, a prethodno gnječene daju *penetraciju valjanja*. Maziva mast je to bolja, što je manja razlika između tih penetracija. Penetracija valjanja tekućih masti, koje su veoma meke, je 355 do 475 (razred konzistencije 1 do 3), tvrđe masti od 85 do 205 (razred konzistencije 4 do 6). Konzistencija se porastom temperature smanjuje, ali ne u onoj mjeri kao viskozitet ulja. Masti u tehničkoj upotrebi su:

1. *Mazive masti na bazi kalcijeva sapuna.* Udovoljavaju jednostavnim zahtjevima podmazivanja od −35 °C do +50 °C, ne otapaju se u vodi, pa su pogodne za podmazivanje na otvorenom (građevinski strojevi, kolsko postolje i jednostavni klizni ležaji). Naknadna podmazivanja potrebna su u kraćim vremenskim razmacima. Za valjne ležaje pogodne su od −20 °C do +50 °C.
2. *Mazive masti na bazi natrijeva sapuna.* Struktura im je vlaknasta, dobra sposobnost podmazivanja, ali se otapaju u vodi. Temperatura upotrebe je −30 °C do +110 °C. Pogodne su za klizne i valjne ležaje, ali pristupom vode se ispiru.
3. *Mazive masti na bazi litijeva sapuna.* One su kratkovlaknaste strukture i ne otapaju se u vodi, njihova temperatura upotrebe iznosi −30 °C do +125 °C, a kratkotrajno (do 100 sati ukupno) i do +140 °C. Sadrže primjese koje im daju sposobnosti za visoke pritiske.
4. *Mazive masti na bazi kompleksne saponifikacije.* Ima više metalnih sapuna (barij/kalcij ili litij/magnezij/stroncij), koji kemijski međusobno stvaraju komplekse (spojeve). Ne otapaju se u vodi, a njihova temperatura upotrebe je −25 °C do +150 °C. Za klizne i valjne ležaje su neograničeno upotrebljive. Zbog visoke cijene dolaze u obzir samo tamo gdje zataje jeftine mazive masti.

5. *Blok-masti* (briketne masti). To su tvrde masti izrađene u obliku kvadra, koje se umeću u komore kliznih ležaja. Njihova penetracija iznosi 20 do 85. Temperatura upotrebe do 160 °C. Upotrebljavaju se u valjaonicama za ležaje valjanih staza, kod kalandra (strojevi za valjanje) za preradu umjetnih masa i gume, u principu kod teških, sporohodnih strojeva s vrućim ležajnim mjestima.

Kruta maziva imaju vlastitu sposobnost podmazivanja. Grafit i molibdendisulfid kao tvari sa slojevitom mrežastom strukturom (slojevito postavljeni mali lamelasti djelići) najznačajniji su. Upotrebljavaju se tamo gdje se ne može postići hidrodinamičko podmazivanje, što znači kod malih brzina klizanja, gibanja amo-tamo ili udarnih opterećenja, što bi probilo inače mazivi sloj. I pri nepovoljnim kombinacijama materijala, kao što je čelik po čeliku, korisno je djelovanje krutih maziva, zbog razdvajanja površina nalijeganja. Klizni slojevi krutog maziva koja čvrsto prianjaju ne mogu se tako lako istisnuti kao uljni sloj, čak ni na veoma visokim temperaturama, na kojima znadu zatajiti i sintetska ulja. Svemirski letovi mogli su se svladati samo upotrebom krutih maziva.

Lamelasti djelići krutih maziva mogu se međusobno lako pomicati. Mnogobrojne lamele ulaze u udubljenja površinske hrapavosti kliznog materijala i prianjaju uz materijal tako da se naležne površine više ne dodiruju. Nedostatak je, međutim, u tome da se ovim mazivima ne mogu postići tako niski koeficijenti trenja kao s hidrodinamičkim podmazivanjem.

Molibdendisulfid MoS_2 može se upotrebljavati od -180 °C do $+450$ °C, a ako nema pristupa zraka, čak do 650 °C. U trgovinu se isporučuje u obliku praha ili umješani u masti ili ulja, u obliku paste. Koeficijent trenja u ležaju pada s povećanjem opterećenja između 0,02 i 0,12.

Grafit je građen od atoma ugljika, a prema MoS_2 bolje vodi toplinu, ali mu nije tako velika moć prianjanja, jer djeluju samo adhezione sile. Grafitom se ne povisuje sposobnost primanja pritiska masti i ulja kao sa MoS_2. Najčešće se upotrebljava s drugim nosiocima ili mazivima. Grafit se proizvodi u pahuljicama ili u prahu i znatno je jeftiniji od MoS_2. Na 400 °C počinje da oksidira, te izgara iznad 550 °C u ugljični dioksid.

Duktilni metali (jako deformabilni), kao što su aluminij, kositar, olovo ili bakar u prahu, te koloidno srebro, miješaju se s mazivima i spriječavaju kod mješovitog trenja trošenje kliznih površina.

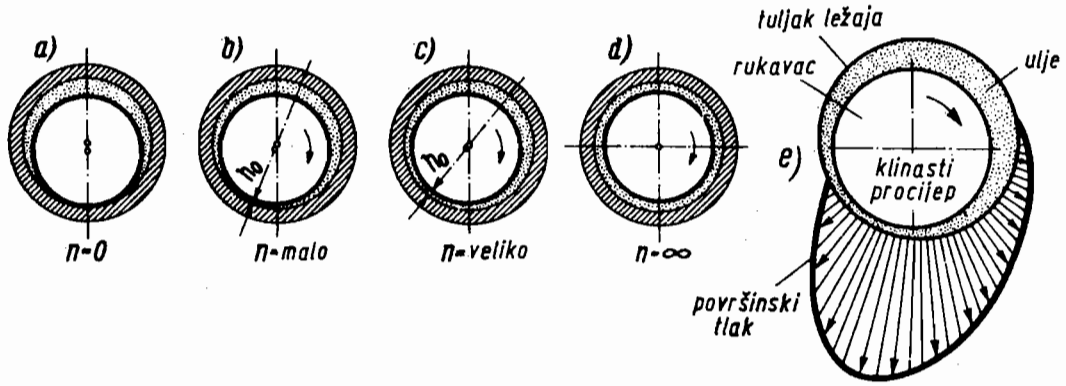
5.2. Klizni ležaji

5.2.1. Hidrodinamička teorija podmazivanja, ležaji s višestrukim kliznim površinama, utori za podmazivanje

Ležaji služe kao oslonci rukavca osovina i vratila. Razlikuju se *nosivi ležaji* za radijalne sile (poprečne sile) i *uporni ili potporni ležaji* za aksijalne sile (uzdužne sile). Rukavci rotiraju podmazani uljem ili mastima, eventualno krutim mazivima u *tuljcima* ili *blazinicama ležaja*, izloženi trenju klizanja.

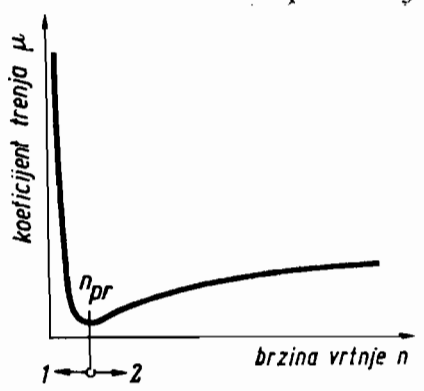
Idealno je hidrodinamičko podmazivanje uljem (vidi 5.1.1. str. 188), jer se tada ne troše klizne površine. Nosivi mazivi uljni sloj može nastati samo onda ako se između površina nalijeganja načini uljni klin i ako je brzina klizanja dovoljno velika. „Plivanje" kliznih površina može se usporediti sa skijanjem na vodi. Gibanjem i koso postavljenim skijama prema vodenoj površine proizvede se dovoljno visok tlak vode, koji može nositi skijaša. U kliznim ležajima taj zadatak preuzima *uljni klin*.

Na slici 205 prikazan je način nastajanja nosivog uljnog sloja. U stanju mirovanja rukavac leži ekscentrično u blazinici ležaja (slika 205a), stvarajući klinast procjep. Prostor između blazinice i rukavca ispunjen je mazivim uljem, koje za vrijeme gibanja mora da stalno dotiče. Kada se rukavac počne



Slika 205. Položaj rukavca kod raznih brzina vrtnje; h_0 je debljina uljnog filma u suženom dijelu klinasta procijepa

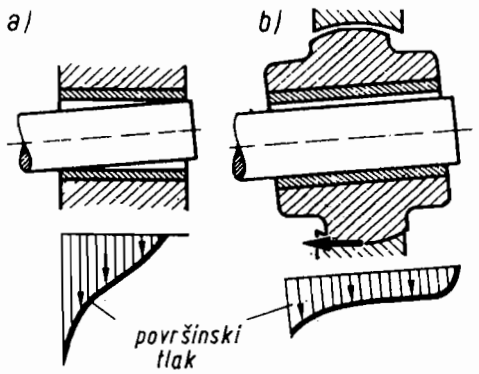
okretati trenje čvrstih tijela (suho trenje) prelazi najprije u mješovito trenje (trenje pri pokretanju). Površina rukavca nosi ulje koje prianja i tlači ga u klinast procjep. Zbog toga u procjepu raste tlak, koji rukavac premješta (ekscentrično) u jednu stranu. Porastom brzine vrtnje povećava se i tlak, rukavac se uzdiže i počinje plivati na tako stvorenom uljnom sloju najmanje debljine h_0 (sl. 205b). Mješovito trenje prelazi na taj način u tekuće strenje. Brzina vrtnje pri kojoj se događa taj prijelaz naziva se *prijelazna brzina vrtnje*. Daljim porastom brzine vrtnje smanjuje se ekscentricitet (sl. 205c), a kod zamišljene beskonačno velike brzine vrtnje rukavac bi čak centrično rotirao u blazinici. Slika 206 prikazuje karakteristiku koeficijenta trenja kao funkciju brzine vrtnje (Stribeckova krivulja). U području *1* vlada mješovito trenje (područje oskudnog podmazivanja). Točka n_{pr} označava prijelaznu brzinu vrtnje. Područje *2* je područje hidrodinamičkog podmazivanja u kojem je koeficijent trenja uvjetovan samo viskozitetom maziva ulja, a povećava se s brzinom vrtnje (porast smičnog naprezanja u slojevima tekućine). Slika 205e pokazuje razdiobu tlaka ulja, koja je jednaka površinskom tlaku na blazinicu.



Slika 206. Koeficijent trenja u ovisnosti o brzini vrtnje pri hidrodinamičkom podmazivanju (*krivulja po Stribecku*)

Debljina mazivog uljnog sloja h_0 (vidi sl. 205) ovisi od opterećenja ležaja. Povećanjem sile (opterećenja) ona se smanjuje, a kod suviše velike sile, dakle kod suviše visokog površinskog tlaka, može čak probiti mazivi sloj. Što je viši površinski tlak, a brzina klizanja manja, to veći mora da bude viskozitet maziva. Obrnuto, kod velikih brzina klizanja preporučuje se nisko viskozno mazivo, jer unutarnje trenje u mazivu raste sa žilavošću ulja. Isto tako se povećavaju zagrijavanje i gubici energije.

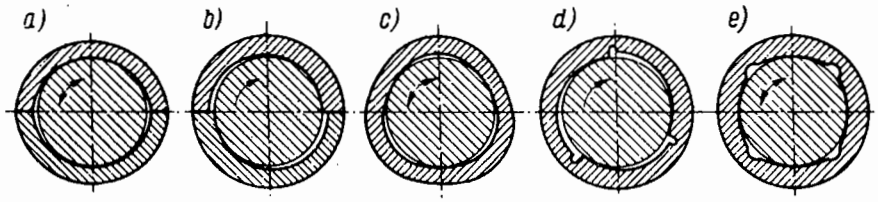
Sile koje djeluju, na primjer sile zuba zupčanika ili remena, savijaju vratilo (vidi 4.4.1. strana 182), tako da se rukavci nagibaju. Ovo na krajevima osobito širokih ležaja može prouzročiti visoke rubne tlakove (sl. 207a), ukoliko se blazinice ne mogu podešavati prema nagibu (sl. 207b). Rubni tlakovi dovode do velikog trošenja, do zagrijavanja ili čak do zaribavanja. Kuglasta pomična podloga prema slici 207b stvara doduše mogućnost podešavanja, no potrebna je velika zračnost u ležaju, jer je za pomicanje kuglastog zgloba, u kojem treba savladavati veliko startno trenje, potrebna također određena zračnost. To se naročito primjećuje pri kolebanju opterećenja, jer tada najuže mjesto h_0 uljnog sloja (slika 205b) putuje amo-tamo. Vratilo tada radi nemirno, ali mogu nastati i vibracije. Da bi uležištenja bila točna, odnosno da bi se spriječile vibracije, upotrebljavaju se *klizni ležaji s višestrukim kliznim površinama.* prema slici 208 (na primjer kod veoma preciznih alatnih strojeva). Blazinice s višestrukim kliznim površinama omogućuju točan centričan hod rukavca vratila i stvaraju na svim klinastim procijepima nosivi mazivi sloj. Zračnost u ležaju je veoma malena; odgovara debljini mazivog sloja h_0. Zato su klizne površine oblikovane klinasto.



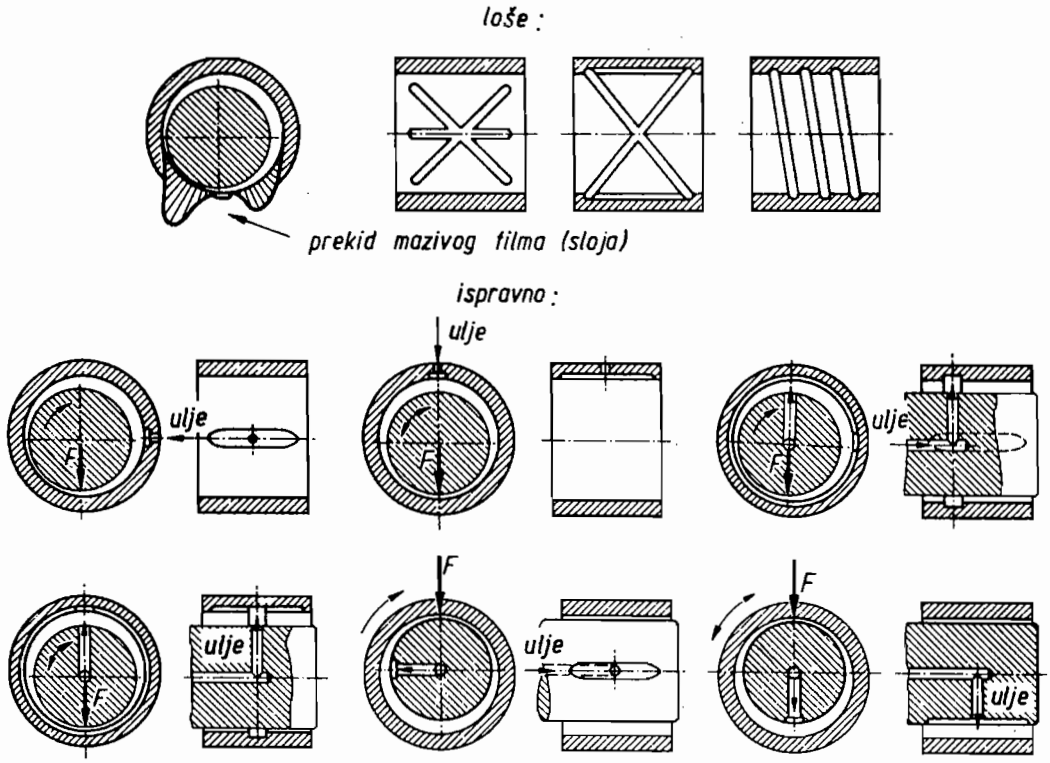
Slika 207. Nagib rukavca
a) rubni pritisak kod nepokretne (krute) blazinice; *b*) sprečavanje stvaranja rubnog pritiska upotrebom blazinice uložene u kuglast zglob

Ulje za podmazivanje dovodi se kroz provrte u kućištu ležaja do utora za podmazivanje ili do komora za podmazivanje, tako da se može raspodijeliti preko cijele širine ležaja (sl. 209). Na čeonoj strani ležaja otječe ulje nakon podmazivanja u sabirnik. Odanle se ponovo dovodi do ležaja pomoću uljne crpke. Loše smješteni utori za razvođenje ulja (sl. 209 gore) mogu čak dovesti do prekida uljnog sloja i time znatno pogoršati podmazivanje. Nepovoljni su ili ukršteni ili u obliku zavojnice izrađeni utori za razvođenje maziva. *Utore za razvođenje maziva ne stavljati u tlačno područje*!

Na ležajima podmazivanim mašću, kod kojih se ne može računati s tekućim trenjem, preporučljivo je, naprotiv, utore za razvođenje maziva razmjestiti po čitavoj kliznoj površini, kako bi bili dovoljno snabdijevani mašću.



Slika 208. Klizni ležaj s više kliznih površina
a) ležaj s dvostrukom kliznom površinom i blazinicom kod koje zračnost ima oblik limuna; *b*) ležaj s dvostrukom kliznom površinom i međusobno zaokrenutim klinastim procjepima; *c*) ležaj s trostrukom kliznom površinom i neokrugla blazinica dobivena tlačenjem; *d*) ležaj s trostrukom kliznom površinom i utorom za razvođenje maziva; *e*) ležaj s četverostrukom kliznom površinom i komorom za podmazivanje



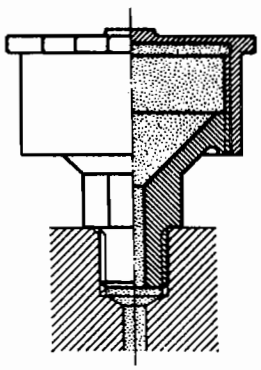
Slika 209. Pogrešan i ispravan položaj utora za razvođenje maziva pri tekućem trenju

Često se pitamo da li su bolji klizni ili valjni ležaji. Svaka vrst ležaja ima svoje specifične prednosti i nedostatke. Velika površina podmazivanja kliznih ležaja djeluje prigušujući na vibracije i šum, tako da klizni ležaji općenito mirnije rade. Klizni ležaji rađeni su jednostavno i mogu biti dijeljeni. Kod čistog trekućeg trenja klizni ležaji postižu gotovo neograničenu trajnost i mogu raditi najvećim brzinama vrtnje. Općenito su jeftiniji od valjnih ležaja.

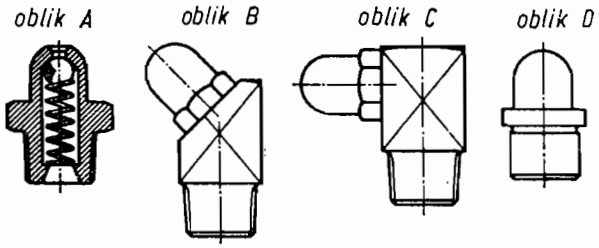
5.2.2. Dovod maziva, uređaji za podmazivanje

Prema vrsti ležaja i načinu pogona mora se povremeno ili stalno dovoditi mazivo do kliznih površina. To se vrši preko kanala, utora, komora i slično.

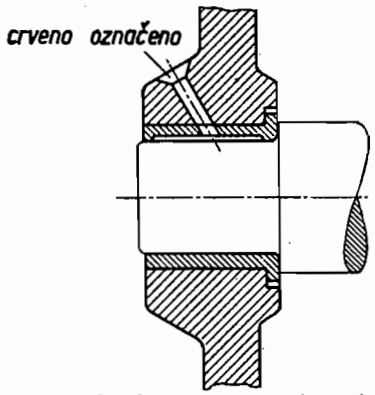
Podmazivanje mastima nisko opterećenih, sporednih ležaja i zglobova, te za prašnu okolinu, jednostavno je i jeftino. Suvišna mast ne kaplje s ležajnih mjesta, već izlazi iz ležaja kao vijenac koji štiti od onečišćenja. Mast se mora odgovarajućim uređajima tlačiti do ležajnih mjesta. Prekomjerno zagrijavanje ležaja dovest će do topljenja cijelokupne masti i do pražnjenja spremnika, a time i do *zapaljenja ležaja.*



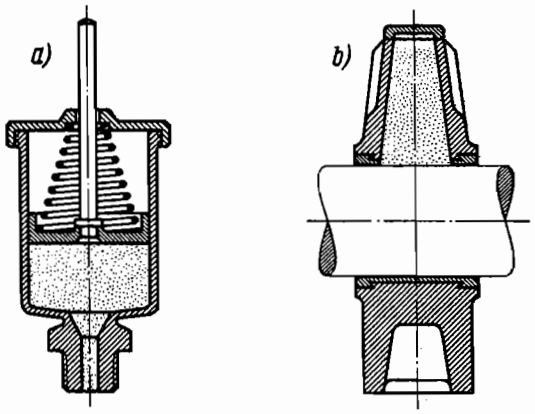
Slika 210. Staufferrova mazalica Din 3411 (JUS M.C4.600 i 601)



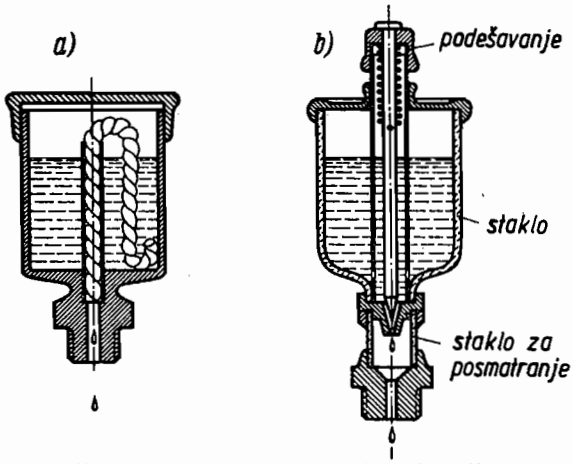
Slika 211. Kuglaste glave za dovođenje maziva DIN 3402 (JUS M.C4.611 – 614)



Slika 213. Otvor za podmazivanje uljem



Slika 212. Samopodmazivanje mastima;
a) mazalica s oprugom;
b) s komorom za mast

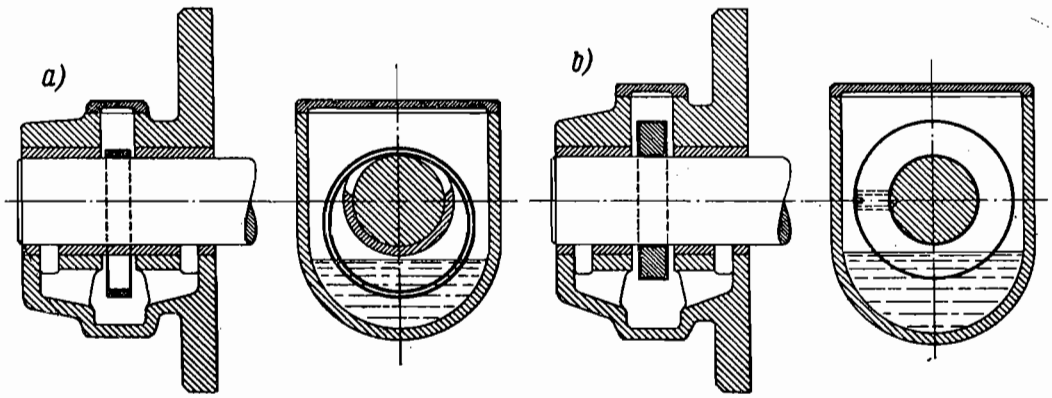


Slika 214. Samopodmazivanje uljem:
a) mazalica s fitiljem; *b*) otkapna mazalica

Dovodni kanali zatvaraju se *Staufferovim mazalicama* DIN 3411 (JUS M.C4.600 – 601; slika 210) ili *kuglastim glavama za podmazivanje* DIN 3402,

(JUS M.C4.611 – 614; slika 211). Okretanjem poklopca s navojima ostvaruje se u napunjenoj mazalici potreban tlak. Ako svi kanali za dovođenje maziva dolaze s jednog središnjeg mjesta, s tog se mjesta mogu opskrbiti istodobno sva ležajna mjesta. Postoje, osim toga, *mazalice s oprugom* (mazalice za masti), u kojima je stap opterećen oprugom i stalno tlači na zalihu masti, te tako opskrbljuje mašću mjesta za podmazivanje (sl. 212a). Ako se u tijelu ležaja nalazi zaliha masti (sl. 212b) koja svojom težinom tlači na rukavac i time osigurava stalno podmazivanje, onda se to naziva *podmazivanje s komorom za mast.*

Podmazivanje uljem dolazi u obzir za sve brzohodne ležaje s velikim površinskim pritiscima i višim temperaturama. Za podređene svrhe, kao što je podmazivanje zglobova, jednostavnih i lako pristupačnih sporednih ležaja ili poljoprivrednih strojeva, zadovoljava *ručno podmazivanje.* Mazivo se dovodi do otvora za podmazivanje pomoću kantice za ulje ili brizgalice za ulje. Pri tome ležaj dobiva samo onoliko ulja koliko je potrebno da ne dođe do zagrijavanja. Da bi se mogla preuzeti dovoljna količina ulja, mora da je otvor za podmazivanje veći nego onaj za podmazivanje mastima (sl. 213). Zbog sprječavanja onečišćenja otvora za podmazivanje, preporučljivo ga je zatvarati maznom nazuvicom.



Slika 215. Podmazivanje prstenom za podmazivanje
a) sa slobodnim prstenom DIN 322; *b*) sa čvrstim prstenom

Automatski uredaji za podmazivanje opskrbljuju ležajna mjesta stalno uljem u ograničenoj količini kapljica (5 do 40 kapi/min). Slika 214 prikazuje mazalicu s *fitiljom* i *otkapnu uljnu mazalicu.* Danas se daje prednost malim pumpnim agregatima, koji opskrbljuju mnoga mjesta za podmazivanje i prema veličini ležaja i brzini vrtnje dopremaju 0,1 do 5 cm^3 ulja u minuti. Ulje nakon toga otječe u sabirnik.

Podmazivanje uranjanjem jednostavno je, sigurno i štedljivo. Dijelovi prijenosnika koji rotiraju (na primjer zupčanici) uranjaju se u uljnu kupelj i bacaju ulje na ležaje. Zbog unutarnjeg trenja smiju dijelovi prijenosnika uranjati samo malo (inače su veći gubitci energije i zagrijavanje). Za vodoravna vratila pokazalo se kao pouzdano *podmazivanje maznim prstenom* (sl. 215). U blazinici ili tuljku ležaja nalazi se prorez u kojemu visi slobodno na vratilu tanak mazni prsten DIN 322 (sl. 215a). Rukavac koji rotira nosi

sa sobom prsten, a prsten na sebi transportira ulje iz komore za ulje prema gore. Podmazivanje maznim prstenom može se obavljati i čvrstim prstenom (sl. 215b).

Najsigurnije i najekonomičnije je **optočno (cirkulacijsko) podmazivanje,** koje udovoljava najvišim zahtjevima postavljenim na pogonsko važne ležaje. Sva mjesta za podmazivanje opskrbljuju se iz jedne uljne pumpe preko sistema cijevi. Ulje koje otječe filtrira se, u određenim slučajevima hladi, i sakuplja u zbirnike. Sakupljeno ulje ponovo se pumpa u sistem. Ulje koje cirkulira, istodobno hladi ležaje.

5.2.3. Materijali za ležaje (ležajni materijali) i materijal rukavca

Na materijale za ležaje od kojih se izrađuju tuljci ili blazinice postavlja se niz zahtjeva kojima moraju udovoljiti. Prema DIN 50282 zahtjevi su uglavnom ovi:

1. *Prilagodljivost.* Ležajni materijal treba da se pod opterećenjem elastično, a u danom slučaju i plastično, prilagođava promjenama oblika.
2. *Tlačna čvrstoća.* Ležajni materijal treba da trajno podnosi tlačno opterećenje.
3. *Podnošljivost* (konpatibilnost) s materijalom rukavca.
4. *Neosjetljivost na zaribavanje.* Ležajni materijal mora imati svojstvo da se na visokim temperaturama ne zavaruje s materijalom površina nalijeganja rukavca.
5. *Mala sklonost stvaranju brazda.* Građa strukture treba da je takva da se na kliznim površinama pod opterećenjem i deformacijom ne stvaraju brazde, koje mogu dovesti do brzog habanja.
6. *Sposobnost uhodavanja.* Ležajni materijal treba da se lako prilagođava odstupanjima geometrijskog oblika zbog opterećenja, tako da se površine nalijeganja i dalje glačaju, ali ne ohrapavljuju.
7. *Otpornost protiv habanja.* Ležajni materijal treba da bude otporan protiv promjena površine klizanja, ukoliko bi zbog mehaničkih uzroka došlo do odvajanja malih djelića.
8. *Sposobnost klizanja pri nepovoljnom podmazivanju.* Materijal mora omogućiti da se proces klizanja održi još neko, ograničeno, vrijeme ukoliko nastupe nepredviđene nepovoljne pogonske okolnosti, na primjer prekid dovoda maziva. Materijal ne smije tada zaribati.
9. *Sposobnost omrežavanja mazivom.* Materijal treba da omogući jednoliko omrežavanje mazivom.
10. *Toplinska vodljivost.* Materijali treba da po mogućnosti dobro odvode nastalu toplinu trenja.

Za ležajne materijale upotrebljavaju se pretežno metali. *Bijele kovine,* kao što su legure kositra, olova, bizmuta i antimona, imaju osobito dobra

svojstva uglačavanja, prilagodljivosti i otpornosti protiv habanja. One pokazuju dobre osobine klizanja pri nepovoljnom podmazivanju, ali se tale već na 300 °C. Zato su podesne samo za pogonske temperature do 110 °C. Djelići nastali trošenjem duboko se utisnu, tako da postaju neškodljivi.

Za visoko opterećene ležaje, s površinskim pritiscima koji prelaze vrijednosti za gore navedene bijele kovine, pogodni su *crveni liv*, *olovne* ili *aluminijske bronce*, te *aluminijeve bronce s većim brojem legirajućih elemenata* (neke legirane još s niklom). One su pogodne do 200 °C, a djelomice i iznad toga. Međutim, sposobnosti klizanja pri nepovoljnom podmazivanju više nisu tako dobre. One odvode toplinu bolje nego bijele kovine. Djelići nastali trošenjem se također duboko utisnu.

Sivi lijev se zbog postojanja grafitnih lamela pogodnih za podmazivanje upotrebljava kao ležajni materijal. Loše se uhodava, jedva ima sposobnost klizanja pri nepovoljnom podmazivanju i osjetljiv je na rubne pritiske. Zato dolazi u obzir samo kod malih brzina klizanja, do oko 1 m/s i malih površinskih pritisaka.

Za male ležaje s malim brzinama klizanja, koji prema potrebi treba da rade i bez nadzora (bez naknadnog podmazivanja), pokazale su se dobrim *sinterirane kovine* kao što su sinterirano željezo ili sinterirane bronce. Nastaju prešanjem metalnog praha u kalupe. Zato su mekane i porozne. Pore (šupljine) mogu primiti znatne količine mazivog ulja, ali se ne može očekivati potpuno tekuće trenje. Pri maloj brzini klizanja trošenje ostaje u podnošljivim granicama.

U novije doba *umjetne mase* kao klizni materijal sve su značajnije. Nedostatak im je sklonost puzanju pod opterećenjem i velika toplinska raztežljivost (oko 10 puta veća nego metala!). *Poliamidi* (poznati kao *nylon*) imaju visoku čvrstoću, dobru sposobnost klizanja pri nepovoljnom podmazivanju i sposobnost prigušivanja, te su veoma optorni protiv trošenja. Nedostatak im je da upijaju vodu (bubre). *Poliuretani* (trgovački naziv *vulkollan*) su po svojim osobinama slični poliamidima, ali znatno manje upijaju vodu. Pogodni su za pogonske temperature od -25 °C do $+80$ °C, kratkotrajno i od -40 °C do $+130$ °C. *Poliacetali*, osobito polioksimetili, pokazuju prema čeliku dobra klizna svojstva. Mogu se lako izraditi na mjeru. *Fluorirani ugljikovodici* izgledaju kao vosak, postojani su prema kiselinama, lužinama i otapalima. Podnose temperature od -270 °C do $+260$ °C. Pod opterećenjem skloni su puzanju i nisu osobito otporni prema trošenju. Od osobite prednosti je njihov mali koeficijent trenja, koji se pri sporom hodu i visokim pritiscima može smanjiti čak na 0,01, tako da se mogu upotrebljavati posve bez maziva. Veoma su skupi.

Klizne osobine navedenih umjetnih masa mogu se poboljšati punilima kao što su ugljen, grafit, molibdendisulfid, bronca ili olovo. I smole za lijevanje, kao što su *fenol*, *epoksid* i *poliester*, pune se (miješaju) grafitom ili molibdendisulfidom. Sve na taj način punjene umjetne mase upotrebljavaju se kao samopodmazivajući tuljci, klizni dijelovi itd., gdje se zahtijeva čisto trajno podmazivanje. Budući da su skupe, treba paziti da debljina stijenke bude što

manja. Problematično je što su zbog visokog udjela smole čvrste i što im je nosivost visoka, ali je njihova sposobnost podmazivanja manjkava. Uz veliko učešće punila dobivaju visoku sposobnost podmazivanja, ali se brzo troše.

Prešane umjetne smole s *tekstilnim uloškima*, kao slojevito prešan materijal, dolaze u obzir ako se zahtijeva velika čvrstoća i elastičnost. S inkorporiranim MoS_2 su čak samomazivi.

Ležajne površine dobivene *nanošenjem maziva* i *lakova* ostavljaju nakon sušenja grafitni ili MoS_2 sloj. Tako dobivene klizne površine dobivaju na važnosti pri suhom podmazivanju. Klizni lakovi upotrebljavaju se pretežno

Tablica 74. Uobičajene ležajne kovine

Naziv	Kratica[1])	Osobine i upotreba		
Ležajna kovina na osnovi legure olovo-kositar DIN 1703, JUS C.E1.100				
Olovno alkalična ležajna kovina	LgPb	Ležaji željezničkih vozila i u općem strojarstvu. Visoko opteretivi.	JUS C.E1.100	—
Ležajno tvrdo olovo	LgPbSb 12	Normalno opterećenje u strojogradnji; za uljevke		—
Bijela kovina 5	LgPbSn 5	Pri većim zahtjevima na klizna svojstva i opterećenja		L. PbSn5
Bijela kovina 10	LgPbSn 10			L. Pb Sn10
Kadmijumska bijela kovina 6	LgPbSn 6 CD	Pri najvećim zahtjevima na klizna svojstva i opterećenja		L.Pb Sn6 Cd
Kadmijumska bijela kovina 9	LgPbSn 9 Cd			L.Pb Sn6 Cd
Bijela kovina 80	LgSn 80	Pri jakom udarnom opterećenju		L.Sn80 Pb
Bijela kovina 80F	LgSn 80F			L.Sn80
Lijevana kositrena bronca i crveni lijev DIN 1705 (JUS C.D2.304 i 302)				
Lijevana kositrena bronca	G-SnBz 14 (G-CuSn 14)	Tvrda, otporna prema morskoj vodi, najveće opterećenje do $p=60$ N/mm²	JUS C.D2.302	P. Cu Sn14
	G-SnBz 12 G-CuSn 12	Žilavotvrda, dobra otpornost na habanje, otporna prema morskoj vodi, za visoke brzine vrtnje, kratkotrajno do $p=25$ N/mm²		P. Cu Sn14
	GZ-SnBz 12 (GZ-CuSn 12)	Žilavotvrda, s vrlo dobrom otpornošću na habanje, otporna prema morskoj vodi, za najveće opterećenje do $p=120$ N/mm²		C. Cu Sn12
	GC-SnBz 12 (GC-CuSn 12)			N. Cu Sn12
	G-SnBz 10 (G-CuSn 10)	Žilavi materijal velikog rastezanja, otporan prema morskoj vodi, otporan prema koroziji		P. Cu Sn10
Crveni lijev kao lijevana kositrena bronca, s dodacima drugih legiranih elemenata	Rg 10 (G-CuSn 10)	Tvrdo, otporno prema morskoj vodi, za najveća opterećenja do $p=50$ N/mm²	JUS C.D2.304	P. Cu Sn10 Zn2
	GZ-RG 10 (GZ-CuSn 10 Zn)	Tvrdo, otporno prema morskoj vodi, za umjereno opterećenje i niske klizne brzine		C. Cu Sn10 Zn2
	GC-RG 10 (GC-CuSn 10 Zn)			N. Cu Sn10 Zn2
	Rg 7 (G-CuSn 7 ZnPb)	Srednje tvrda dobra sposobnost, u slučaju oštećenja otporna prema morskoj vodi, za najveće opterećenje do $p=40$ N/mm²		P.CuSn7 Pb6 Zn4
	GZ-RG 7 (GZ-CuSn 7 ZnPb)	Srednja tvrda, velika otpornost na habanje, dobra sposobnost prinudnog gibanja, u slučaju oštećenja otporna prema morskoj vodi, visokoopteretiv do $p=40$ N/mm². Za najveće opterećenje do $p=80$ N/mm²		C. CuSn7 Pb6 Zn4
	GC-Rg 7 (GC-CuSn 7 ZnPb)			N. CuSn7 Pb6 Zn4
	Rg 5 (G-CuSn 5 ZnPb)	Dobra livljivost, otporno prema morskoj vodi		P. CuSn5 Pb5 Zn5
	GZ-Rg 5 (GZ-CuSn 5 ZnPb)	Srednje tvrdoće, otporno prema morskoj vodi, za umjerena opterećenja		C. CuSn5 Pb5 Zn5
	GC-Rg 5 (GC-CuSn 5 ZnPb)			N. CuSn5 Pb5 Zn5
Lijevana aluminijska bronca s dodacima drugih legiranih elemenata, DIN 1714 (JUS C.D2.303)				
Lijevana nikalj-aluminijska bronca kao lijevana aluminijska bronca, s dodacima drugih legiranih elemenata	G-NiAlBzF 50 (G-CuAl 9 Ni)	Velika čvrstoća, otporna prema morskoj vodi i kiselinama otporna prema habanju, uz dobro podmazivanje podnosi velika udarna opterećenja do $p=250$ N/mm²	JUS C.D2.303	P. CuAl 9
	G-NiAlBzF 60 (G-CuAl 10 Ni)			P. CuAl10 Fe3
	GZ-NiAlBzF 70 (GZ-CuAl 10 Ni)			P.CuAl10 Fe5 Ni5
	G-NiAlBzF 68 (G-CuAl 11 Ni)			P.CuAl11 Fe6 Ni5

[1]) Kratice u zagradi odgovaraju sistematici kratica prema DIN 1700, GZ označava centrifugalni lijev, a GC bezdani lijev.

za male brzine klizanja i visoke pritiske. Prikladni su za nanošenje na metale ili umjetne mase. Treba istaći da ni jedno suho podmazivanje ili podmazivanje mašću ne može zamijeniti ili se približiti hidrodinamičkom podmazivanju uljem. I umjetne mase treba podmazivati uljem ili mastima, da se ne bi brzo istrošile.

U tablicama 74 i 75 sastavljen je pregled najvažnijih materijala za ležaje.

Tablica 75. Uobičajene ležajne kovine i plastične mase

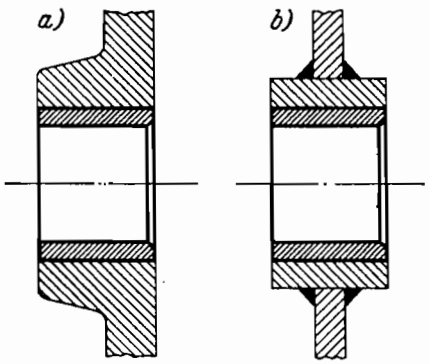
Naziv	Kratica[1])	Osobine i upotreba	
Lijevana olovna bronca i lijevana kositreno-olovna bronca, DIN 1716			JUS C.D2.305
Lijevana olovna bronca	G-PbBz 25 (G-CuBp 25)	Pretežno za ležaje motora s unutarnjim izgaranjem	P. Cu Pb 25
Lijevana kositreno-olovna bronca	G-SnPbBz 5 (G-CuPb 5 Sn)	Srednje tvrda; žilava; dobra klizna svojstva; dobra otpornost na habanje; podnaša niske rubne pritiske	P. Cu Pb 5 Sn10
	G-SnPbBz 10 (G-CuPb 10 Sn)	Srednje meka; vrlo dobra klizna svojstva; dobra otpornost na habanje; za visoke površinske pritiske; podnosi rubne pritiske	P. Cu Pb10 Sn10
	G-SnPbBz 15 (G-CuPb 15 Sn)	Mekana; naročito dobra klizna svojstva; za visoke površinske pritiske; podnosi rubne pritiske; dobre osobine prinudnog gibanja ako nastane oštećenje	P. Cu Pb15 Sn8
	G-SnPbBz 20 (G-CuPb 20 Sn)	Mekana; najbolja klizna svojstva; kod visokih površinskih pritisaka i malih brzina klizanja; naročito dobre osobine prinudnog gibanja ako nastane oštećenje	P. Cu Pb20 Sn5
Sivi lijev, DIN 1691			JUS C.J2.020
Sivi lijev s lisnatim grafitom	GG-20	Za podređene svrhe pri malom opterećenju	SL 20
	GG-25	Za umjereno opterećenje do $v=1$ m/s; osjetljiv na rubne pritiske	SL 25
Sinterirane kovine			
Sinterirano željezo, sinterirana bronca, sinterirana kositrena bronca	Nije standardizirano	Do $p=10$ N/mm² i do $v=1$ m/s, a uz dodatno podmazivanje do $v=3{,}5$ m/s. Nepogodno za udarno opterećenje i rubne pritiske	
Plastične mase			
Fenolne plastične mase za prešanje DIN 7708	Tip 71 74 77	Dobra klizna svojstva; visokootporne protiv habanja; i za podmazivanje vodom; naginju bubrenju; rukavci moraju biti kaljeni; loši vodiči topline	
Prešana umjetna smola sa slojevitim punilom DIN 7335	Hgw 2081, 2082, 2083, 2088, 2089		
Poliamid (Nylon)	PA 6,6	Dobra klizna i prigušna svojstva, te svojstva gibanja; pri oštećenju naginju puzanju; niska otpornost protiv habanja; samopodmazivanje sa maznim punilima; bez mazivnih punila rade na suho ako je nisko opterećenje i brzina klizanja; loši vodiči topline	
Vulkollan	PUR Tip 40		
Polioksimetilen	POM		
Politetrafluoretilen	PTFE		
Lijevana umjetna smola	Fenol, epoksid, poliester	Samopodmazivanje pomoću maznog punila, a kod malih brzina klizanja mogu se jako opteretiti; loši vodiči topline	

[1]) Vidi bilješku za tablicu 74

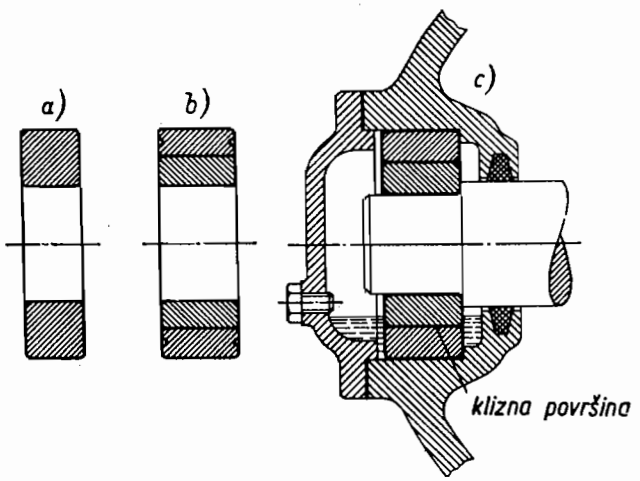
Pri čistom tekućem trenju materijali ležaja značajni su samo toliko što maziva treba da dobro prijanjaju na njima i da onemogućuju štetne deformacije. U području mješovitog trenja, koje se javlja i kod hidrodinamičkog podmazivanja ležaja pri pokretanju i zaustavljanju, ležajni materijali su od velikog značenja. Rukavci su gotovo isključivo od *čelika*. Da bi se habanje ograničilo na tuljke, odnosno blazinice, mora biti rukavac uvijek oko 3 do 5 puta tvrđi od ležajnog materijala. Za tvrđe klizne materijale potrebni su zato rukavci kaljenih površina. U tom slučaju biraju se čelici za cementiranje ili poboljšanje.

5.2.4. Oblikovanje nosivih ležaja (radijalnih ležaja)

Nosivi ležaji izrađuju se kao *ležaji izravno povezani s konstrukcijama stroja*, *ugradni*, *stojeći* ili *prirubni ležaji*. Ležaji koji su izravno povezani s konstrukcijama stroja su lijevanjem ili kovanjem dodani ili privareni dio sklopa. Ugradni ležaji montiraju se kao posebni strojni dijelovi u strojne konstrukcije, dok se stojeći ili prirubni ležaji ugrađuju kao posebne strojne grupe.



Slika 216. Ležaj oblikovan u samoj konstrukciji
a) u lijevanu stijenku uprešani tuljak ležaja; *b*) u privareni dio uprešani tuljak ležaja



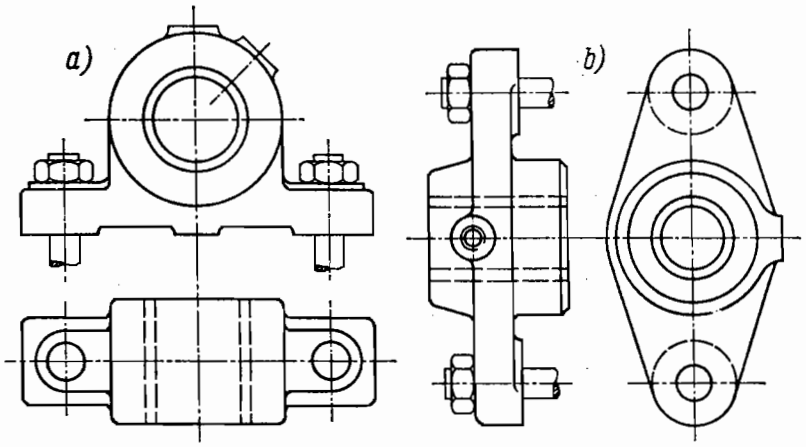
Slika 217. Ugradni ležaji
a) kratki klizni ležaj s jednim prstenom od sinterirane kovine ili specijalnog sivog lijeva DIN 733; *b*) kratki klizni ležaj sa dva prstena DIN 734, vanjski prsten od sinteriranog željeza, a unutarnji prsten od kaljena čelika; *c*) ugrađeni dvoprstenasti kratki klizni ležaj

Tuljak ležaja uprešan u ojačanu stijenku (vezni ležaj) prikazuje slika 216.

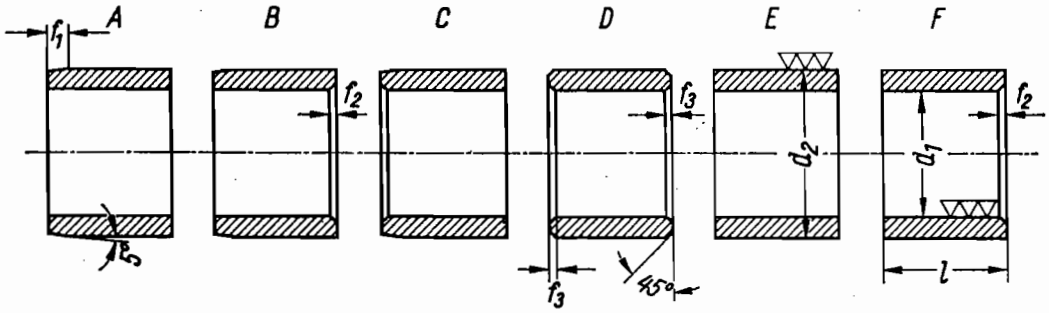
Ugradni ležaj s ugradbenim mjerama valjnog ležaja pokazuje slika 217. Oni se čvrsto uprešavaju protiv okretanja u kućište stroja (sl. 217c). Budući da su vlastite konstrukcije ležaja često skuplje, treba ovim ležajima, ukoliko odgovaraju, dati prednost.

Jednodjelni stojeći ležaji DIN 504 (sl. 218a) i *prirubni ležaj* DIN 502 (sl. 218b) pogodni su za prigradnju u različitim položajima. U njih se može

upršati tuljak ležaja prema slici 219. Dimenzije tuljaka u oblicima prema DIN 1850 (ISO 2795; sl. 219) od različitih materijala vidi u tablici 76.



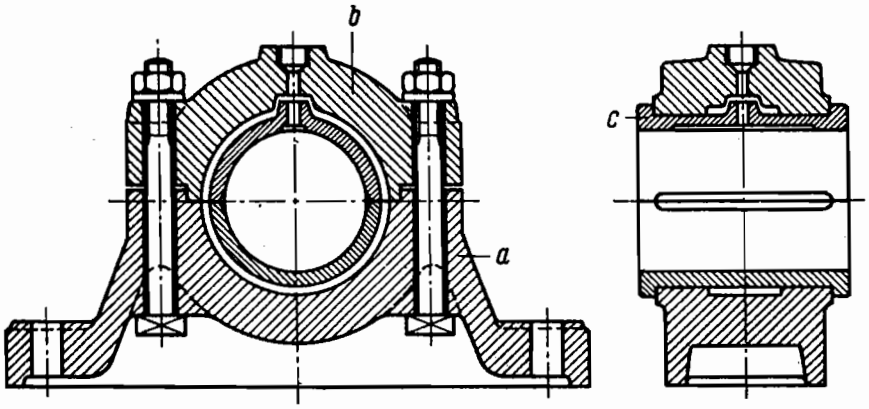
Slika 218. Stojeći jednodjelni i prirubni ležaji
a) jednodjelni ležaj DIN 504 sa Staufferovim podmazivanjem ili podmazivanjem s komorom za mast (izvedba A s tuljkom, izvedba B bez tuljka); *b*) prirubni ležaj, DIN 502 za Staufferovo podmazivanje (izvedba A sa tuljkom, izvedba B bez tuljka).



Slika 219. Tuljci za klizne ležaje prema DIN 1850, (ISO 2795)
izvedbe A, B i *C* za čelik, lijevano željezo, obojene metale, sinteriranu kovinu i materijale za prešanje; *izvedba D* za sinteriranu kovinu i ugljen; *izvedbe E* i *F* za ugljen

Ako se rukavac ne može uvlačiti s čeone strane, ležaji se izrađuju kao dijeljeni. *Dijeljeni ležaji* sastoje se od tijela kao donjeg dijela i od poklopca kao gornjeg dijela, koji su opremljeni sa polovinom blazinice. Da bi mogli prihvatati sile, mora kućište ležaja biti dimenzionirano snažno i kruto (ukrućeno protiv titraja) i oblikovano tako da dobro odvodi toplinu (velike površine!). Prigodom pritezanja vijaka poklopac ležaja se ne smije primjetno izvitoperiti (pogodni su elastični vijci). Zbog mogućnosti međusobnog fiksiranja položaja kućišta i poklopca ležaja, dobivaju ležaji površine za centriranje (sl. 220). Reguliranje blazinica prema istrošenju omogućava se tako da se između njihovih spojnih površina umeću limene folije, koje se mogu izvadíti. Stične površine dvodjelnih i višedjelnih blazinica ne smiju ležati u zoni pritiska (prekid filma za podmazivanje!). Materijal gornjeg i donjeg dijela kućišta najčešće je sivi lijev, rjeđe čelični lijev, ili laki metali. Stojeći ležaj s poklopcem DIN 505, sa Staufferovim mazalicama ili podmazivanjem s komorom, može imati blazinice od sivog lijeva, bronce ili crvenog lijeva.

Leži li rukavac pri gibanju izravno na materijalu kućišta ležaja (vidi sl. 223a), tuljku ležaja ili blazinici ležaja, govori se o *ležaju* od *jednoslojnog materijala.* Ako je u blazinicu ležaja ulijevena na primjer ležajna kovina,



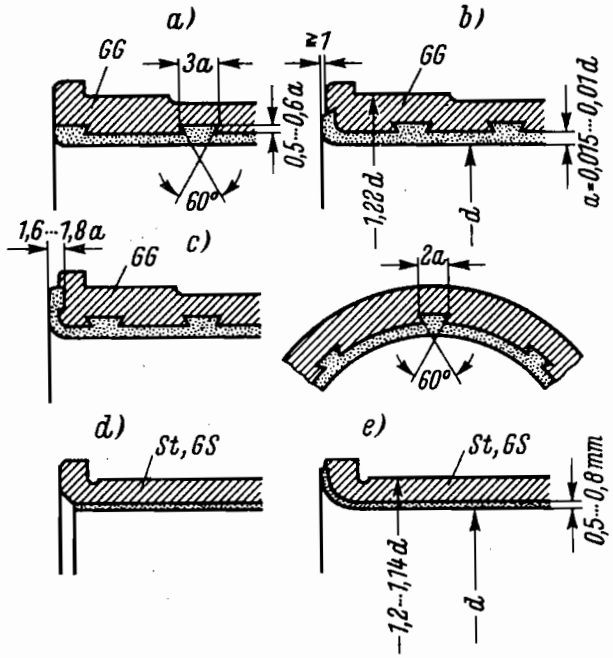
Slika 220. Stojeći dvodjelni ležaj s poklopcem: *a*) kućište ležaja; *b*) poklopac; *c*) blazinice ležaja

Tablica 76. Preporučljive dimenzije ležajnih blazina u mm, DIN 1850, ISO 2795 (slika 219)

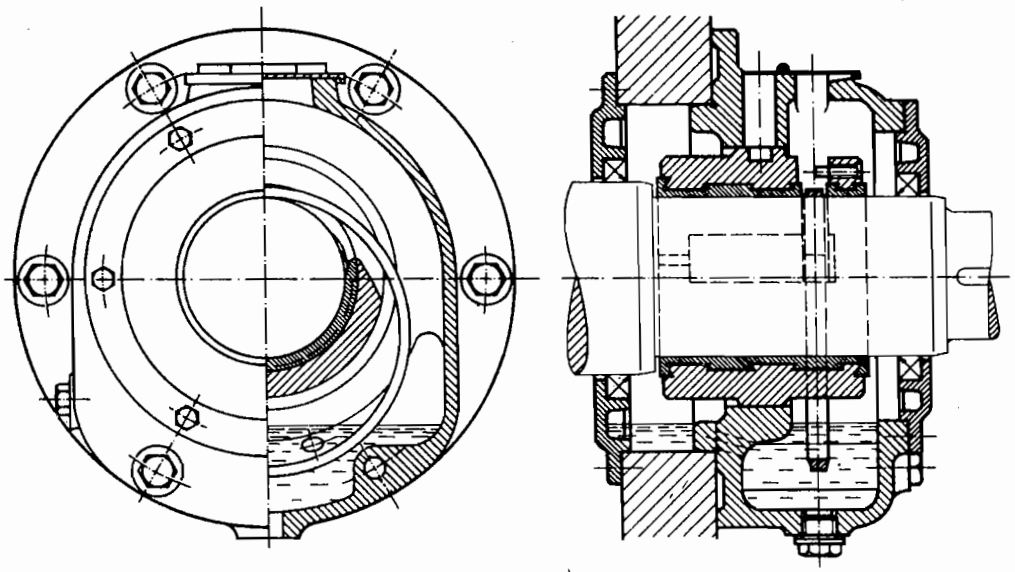
d_1	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
d_2 red 1	5	6	9	11	14	16	18	20	22	25	26	30	34	38	42
d_2 red 2	6	8	10	12	16	18	20	22	25	26	28	32	36	40	45
d_1	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
d_2 red 1	48	52	58	65	75	82	95	105	115	125	140	155	180	200	220
d_2 red 2	50	56	60	68	–	85	100	110	120	130	145	160	–	–	–
Duljina l	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	120	140	160	180	200

Materijal			Čelik, sivi lijev, obojeni metali	Sinterirana kovina	Prešani materijali	Ugljen
Oblik	Gotovo za ugradnju		A, B, C i E	A, B i C	A, B i C	D, E i F
				D		
	Unaprijed obrađeno sa ▽ samo		E	E	E	–
Vanjski promjer d_v i debljina stijenke s pri provrtu d_1		do 58 mm	Red 1	Red 2		
		od 60 mm	Red 1, kod jakog habanja red 2	Red 1		
ISA tolerancijsko polje koje se preporučuje za:	d_1	prije ugradnje	E 6 do F 7	G 7	Utanačiti	
		nakon ugradnje	H 7	H 7	D 11	D 10 do 50 mm
						C 11 preko 50 mm
		d_2	r 6	r 6	za 10	×8 toplo navučeno
						s 6 uprešano
	Provrt za ugradnju tuljka		H 6 do H 7	H 7	H 7	H 7
Dopušteno srednje odstupanje između d_1 i d_2			$^1/_2$ IT 8	$^1/_2$ IT 8	$^1/_2$ IT 10	$^1/_2$ IT 8

tako da samo blazinica daje krutost, a ležajna kovina daje klizne osobine, govori se o *ležaju od dvoslojnog materijala.*



Slika 221. Mogućnosti oblikovanja kliznog dijela noseće blazinice
a) lijevana klizna blazinica za vratila bez vijenca; *b*) lijevana klizna blazinica za vratila s vijencem; *c*) lijevana klizna blazinica za vratila s visokim vijencem; *d*) platirana klizna blazinica za vratila bez vijenca; *e*) platirana klizna blazinica za vratila s vijencem



Slika 222. Ležaj iz dvoslojnog materijala s prstenom za podmazivanje

Zbog zagrijavanja rastežu se ležajne kovine i potporna blazinica. Uslijed razlike rastezanja može se ležajna kovina odvojiti od svoje podloge. Zato se uljevci ukotve ili prileme (sl. 221 a do c). Ležajne kovine se ulijevaju (npr. bijela kovina) centrifugiranjem ili se brizgaju (npr. olovne bronce). Osim toga može se ležajnu kovinu platirati (navaljati) u tankim slojevima od 0,5 do 0,8 mm (sl. 221 d i e), pri čemu se hladno zavaruje s potpornom blazinicom. Još u tanjim slojevima može se nanositi elektrolitičnim putem.

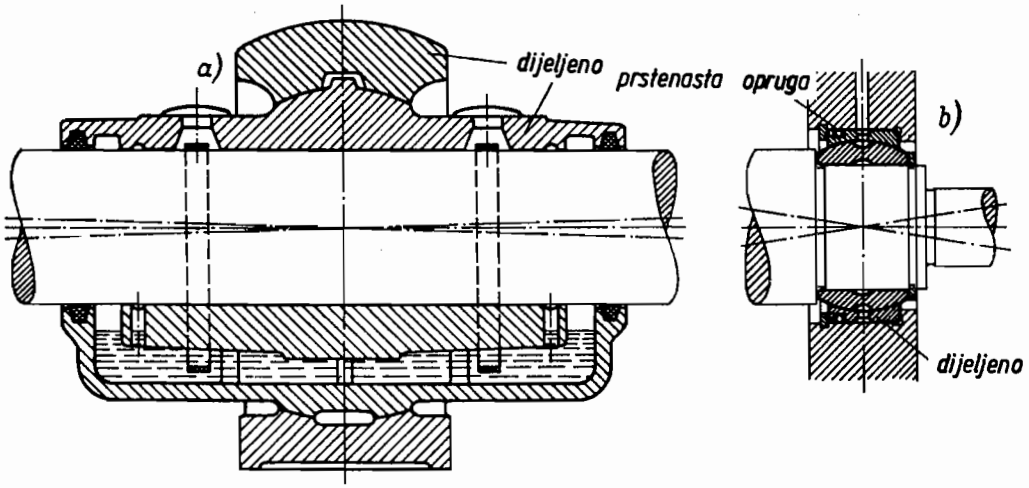
Kod *ležaja s troslojnim materijalom* se na kliznom sloju od ležajne kovine (npr. bijele kovine) nalazi još jedan tanki sigurnosni sloj (npr. od olovne bronce).

Slika 222 prikazuje primjer ležaja od dvoslojnog materijala, izvedenog kao prirubni ležaji s maznim prstenom.

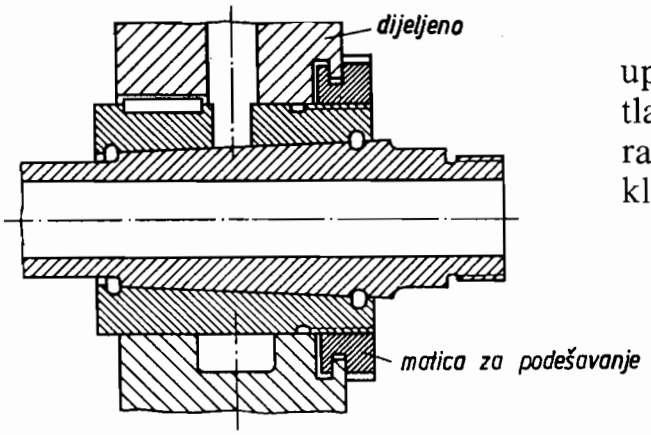
Tuljci kliznih ležaja i blazinice s uljevkom od ležajne kovine sa vijencem ili bez njega (ojačenje) standardizirani su sa DIN 7473 do 7477. Vijenac služi za prihvaćanje bočnog pritiska (kod čvrstih ležaja).

I *umjetne mase* se upresavaju kao klizni sloj. Zbog mogućnosti usidrenja potporna blazinica dobiva neku vrst unutarnjeg navoja, koji seže gotovo do klizne površine. Na taj način se izbjegava utjecaj loše toplinske vodljivosti umjetnih masa.

Ležaji velike širine dobro odvode toplinu. S druge strane, kod široke i krute blazinice, zbog progiba osovine ili vratila, nastaju rubni pritisci. Kuglaste blazinice, poput zglobova s mogućnošću kutnog zakretanja, postavljaju se same prema nagibu rukavca (sl. 223). Takvi ležaji nazivaju se, prema njihovom prvom proizvođaču, *Sellersovi ležaji.*



Slika 223. Klizni ležaj s blazinicama okretnim u kuglastom zglobu
a) Sellersov stojeći klizni ležaj (dugi klizni ležaj) s prstenom za podmazivanje (*Pintsch Bamag AG.* Butzbach); *b*) Zglobni ležaj INA (kratki klizni ležaj) (*Industriewerk Schaeffler*, Herzogenaurach)



Kratki klizni ležaji, koji se sve više upotrebljavaju zbog manjeg rubnog tlaka i bolje raspodjele tlaka, mogu se razmjerno više opteretiti nego dugi klizni ležaji.

Slika 224. Namjestiv konusni klizni ležaj

Radna vratila u alatnim strojevima, od kojih se zahtijeva točan centričan hod, izrađuju se često kao *konusni klizni ležaji* (sl. 224), na kojima se može dobro podešavati zračnost.

Nosivi ležaji transmisija na zidovima, stropovima, podovima, nosačima i tome slično, montiraju se na stalcima, konzolama, pločama itd. DIN 117, 118, 119, 187, 188, 189, 194 i 195.

5.2.5. Proračun nosivih ležaja (poprečnih ili radijalnih)

Stvarna razlika između promjera provrta i promjera rukavca (sl. 225a) je

$$\textit{apsolutna zračnost ležaja} \quad Z = D - d \tag{172}$$

Ako se svede na jedinicu promjera rukavca, onda je to

$$\textit{relativna zračnost ležaja} \quad \psi = \frac{Z}{d} \tag{173}$$

Određivanje ležajne zračnosti zavisi od površinskog tlaka, te brzine klizanja, i maziva. Da bi se postigla jednaka nosivost pri raznim brzinama klizanja, mora biti zračnost ležaja Z pri velikim brzinama velika, a pri malim mala. Obrnuti su odnosi kod površinskih tlakova. S povećanjem zračnosti ležaja mora se povećavati i viskozitet ulja. Kod većih zračnosti smanjuje se trenje a time i snaga trenja, koja dovodi do zagrijavanja. Prevelike pak zračnosti prouzročuju pojave vibracija i nemirnog hoda. Ležajnim materijalima s velikim toplinskim rastezanjem potrebna je veća zračnost. Zbog toga što kruto kućište spriječava rastezanje prema van, širi se prema unutra, a rukavac se širi samo prema van.

Od prvorazrednog značenja je dubina hrapavosti R_t dosjednih površina (vidi tablicu 26, str. 78). Kod hidrodinamičkog podmazivanja treba da iznosi:

$$\textit{apsolutna debljina uljnog sloja} \quad h_0 \geqq 5{,}75\ \mu\text{m} \left(\frac{R_t}{\mu\text{m}}\right)^{0{,}75} \tag{174}$$

(vidi i sliku 205, str. 195). Apsolutna zračnost ležaja treba opet da iznosi $Z \geqq 4h_0$. Iskustvene vrijednosti za relativne zračnosti ležaja: $\psi \approx 0{,}001$ do 0,002 za ležajne metale, $\psi \approx 0{,}0015$ do 0,0025 za sinterirane kovine, $\psi \approx 0{,}003$ do 0,0045 za umjetne mase. Za ležajne kovine može se prema iskustvu odabrati za:

$$\textit{relativnu zračnost ležaja} \quad \psi \approx 0{,}0008 \sqrt[4]{\frac{v}{\text{m/s}}} \leqq 0{,}002 \tag{175}$$

ako je $v = d \cdot \pi \cdot n$ brzina klizanja (v u m/s, d u m, n u s^{-1}).

Klizne dosjede za razne relativne zračnosti ležaja vidi u tablici 77.

Tablica 77. Srednja relativna zračnost ležaja Ψ kod različitih dosjeda

Promjer rukavca (čepa) d mm	Dosjedi provrt/vratilo						
	H 7/g 6	H 7/f 7	H 7/e 8	H 7/d 8	H 7/c 8	H 7/b 8	H 7/a 9
preko 30 ... 50	0,00074	0,00125	0,00205	0,00280	0,00395	0,00517	0,00897
preko 50 ... 80	0,00053	0,00092	0,00150	0,00212	0,00282	0,00359	0,00620
preko 80 ... 120	0,00041	0,00071	0,00116	0,00165	0,00220	0,00275	0,00456
preko 120 ... 180	0,00031	0,00055	0,00091	0,00131	0,00178	0,00224	0,00394
preko 180 ... 250	0,00024	0,00045	0,00074	0,00106	0,00148	0,00204	0,00382

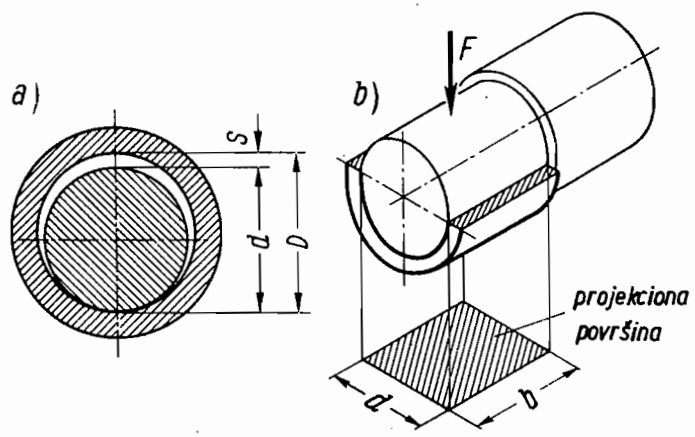
Pod relativnom debljinom uljnog sloja δ podrazumijeva se odnos apsolutne debljine uljnog sloja h_0 prema apsolutnoj debljini uljnog sloja $Z/2$, koja bi se dobila pri velikoj brzini vrtnje n, što znači odnos visina klinastog procjepa (vidi sl. 205).

$$\textit{Relativna debljina uljnog sloja} \qquad \delta = \frac{h_0}{Z/2} \tag{176}$$

Pri dimenzioniranju nosivih ležaja računa se sa srednjim površinskim tlakom p kao pritiskom sile F na projekciju površine nosivog rukavca, odnosno dijela tuljka ležaja (sl. 225b). Prema tome vrijedi za

$$\textit{srednji površinski tlak} \qquad p = \frac{F}{d \cdot b} \tag{177}$$

p u N/mm^2	srednji površinski tlak ležaja,
F u N	radijalna sila u ležaju,
d u mm	promjer rukavca,
b u mm	širina ležaja.



Slika 225. Princip nosivog ležaja: *a*) apsolutna zračnost ležaja; *b*) opterećena projekciona površina

Orijentacione vrijednosti za površinske tlakove vidi u tablici 78.

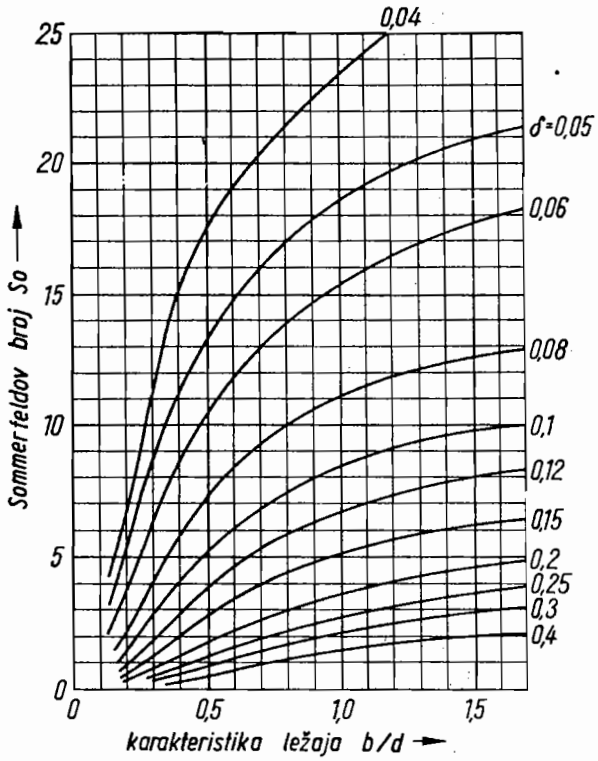
Karakteristična veličina nosivih ležaja je *konstruktivna karakteristika* b/d, koja općenito leži između $b/d = 0{,}6$ do $1{,}5$. Zbog male opasnosti od rubnih tlakova nastoji se upotrebljavati kratke klizne ležaje. Ako međutim b postaje premaleno, onda istječe mazivo bočno iz procjepa, a da se ne stvara potreban tlak u mazivu.

Za radijalno opterećene klizne ležaje mjerodavna je bezdimenzionalna karakteristika:

$$\textit{Sommerfeldov broj} \qquad So = \frac{p \cdot \psi^2}{2 \cdot \omega} \tag{178}$$

p u Pa$=$N/m^2	srednji površinski tlak [jednadžba (177)]; 1 N/mm$^2 = 10^6$ Pa,
ψ	relativna zračnost ležaja,
η u Pas	dinamički viskozitet ulja,
ω u rad/s	kutna brzina $= 2 \cdot \pi \cdot n$, gdje je n u s^{-1}.

Sommerfeldovim brojem može se sa slike 226 prema odnosu b/d (karakteristici ležaja) odrediti odgovarajuća debljina uljnog sloja δ.



Slika 226. Relativna debljina uljnog sloja u zavisnosti od Sommerfeldova broja So i karakteristike ležaja b/d

Prijelazna brzina vrtnje, pri kojoj mješovito trenje prelazi u tekuće trenje, ne treba da iznosi više od $n_{pr} \approx n/3$. Na taj način nastoji se držati područje mješovitog trenja, a time i istrošenje, što nižim. Granicom se smatra $n_{pr} = n/2$. Ovdje n označava pogonsku brzinu vrtnje.

Pokusima je utvrđeno da tekuće trenje počinje s debljinom uljnog sloja od $\approx 3\,\mu$m. Ta debljina određuje dakle prijelaznu brzinu vrtnje. Uvrstimo li za $h_{pr} = \delta_{pr} \cdot Z/2 = 0{,}003$ mm [jednadžba (176)], dobivamo sa $Z = \psi \cdot d$ [jednadžba (173)] za relativnu debljinu uljnog sloja $\delta_{pr} = \dfrac{0{,}006 \text{ mm}}{\psi \cdot d}$. Za ovu debljinu uljnog sloja može se sa slike 226 očitati pripadajući Sommerfeldov broj So_{pr}.

Jednadžbom (178) izračunava se također:

$$\text{prijelazna kutna brzina} \qquad \omega_{pr} = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot So_{pr}} \tag{179}$$

Za ω_{pr}, p, ψ, So_{pr} vidi legendu uz jednadžbu (178).

Prijelazna brzina vrtnje je prema tome $n_{pr} = \omega_{pr}/2\pi$ u s^{-1}. Ukoliko je pokretanje isključivo u hladnom stanju, može se računati s viskozitetom ulja u hladnom stanju. Međutim, za vrijeme pogona, pri tekućem trenju [jednadžba

(178)] uvijek je mjerodavan viskozitet ulja na pogonskoj temperaturi! Iz jednadžbe (179) može se odrediti, pri datoj prijelaznoj brzini vrtnje, potreban viskozitet ulja. Ako leži $\delta_{pr} < 0{,}04$ uzima se So_{pr} kod $\delta = 0{,}04$.

Tablica 78. Vrijednosti za srednji površinski tlak kod kliznih ležaja u strojogradnji

Materijal ležaja	Materijal koji se preporučuje za vratilo	Podmazivanje[1])	p-vrijednosti u N/mm² pri brzini klizanja v u m/s		
			≦1	2 . . . 4	≧5
Sivi lijev GG-15, GG-20 (SL 15, SL 20)	St 37, St 42, St 50 (Č 0362, Č 0460, Č 0545)	T	2 . . . 1,2		
Perlitni lijev GG-20, GG-25 (SL 20, SL 25) honovano	St 60 kaljeno i fino brušeno (Č 0645)	U	6	3 . . . 3	
	C 15 kaljeno i lepovano (Č 1220)	U	20	15 . . . 5	
Sinterirano željezo i bronca	St 50, St 60, St 70 (Č 0545, Č 0645, Č 0745) St 60, C 15 i slično (Č 0645, Č 1220)	uljem natopljeno	3	2 . . . 1	
	kaljeno i fino brušeno	U	10	5 . . . 3	
G-SnBz 14, Rg 5 (P. CuSn 14, P. CuSn 5 Pb 5 Zn 5) i druge	St 50, St 60 (Č 0545, Č 0645) i slično St 60, C 15 (Č 0645, Č 1220) i slično kaljeno i fino brušeno	T	5		
		U	25	20 . . . 8	4
G-PbBz 25 (P. CuPb 25) G-SnPbBz 20 (P. Cu Pb 20 Sn 5) i druge (kao višeslojni ležaj)	St 60 (Č 0645) čelici za cementiranje i poboljšanje	U	25	20 . . . 10	5
LgPbSb 12, LgPbSn 5 (L.PbSn 5)	St 50, St 60 i slično (Č 0545, Č 0645)	T	3 . . . 1		
LgSn 80 (L.Sn 80 Pb) (kao višeslojni ležaj)	St 50, St 60 i slično (Č 0545, Č 0645)	T	5 . . . 2		
	St 60, C 15 (Č. 0545, Č 1220) i slično, kaljeno i fino brušeno	U	30	25 . . . 10	10
SoMs 68	St 60 (Č 0645), C 15 (Č 1220) i slično, kaljeno i fino brušeno	U	15	8 . . . 5	4
Višeslojni ležaj od umjetne smole (punilo Sn) Teflon, ZSV i slično	St nekaljeno (Č)	Voda, ulje U	$p \cdot v$ do 40 (N/mm²) (m/s)		
	St kaljeno (Č)	U	$p \cdot v$ do 60 (N/mm²) (m/s)		
Jednostavni ležaji od prešanih umjetnih smola (DIN 7703) (Novoteks, Reziteks)	St kaljeno (Č)	U	2,5	1	
Prešano drvo (Breza, lipa)	St 50 (Č 0545) St 60 (Č 0645) i sl.	Mast	3,5		

Vrijednosti za p važe ukoliko nije drugačije navedeno, za fino obrađene površine ležaja i rukavca.

[1]) T: Štedljivo podmazivanje kapanjem ili protočnim podmazivanjem kroz otvore za kapanje, mazalica s fitiljom, Staufferovim mazalicama (kod podmazivanja mašću) i tome slično.

U: Obilno podmazivanje kapanjem ili optočno podmazivanje pomoću maznog prstena, jastuka za mazanje, pumpe i tome slično.

Koeficijent tekućeg trenja je:

u brzohodnom području pri $So<1$: $$\mu \approx \frac{3\psi}{So} \qquad (180)$$

u području teškog opterećenja pri $So>1$: $$\mu \approx \frac{3\psi}{\sqrt{So}} \qquad (181)$$

Iskustvene vrijednosti za koeficijente trenja prema brzini klizanja kod kliznih ležaja, uz različite vrste podmazivanja, te za uobičajena maziva, vidi u tablici 79.

Tablica 79. Iskustvene vrijednosti za koeficijent trenja u kliznim ležajima i preporučljivo mazivo

Vrste ležaja i podmazivanje		Materijal ležaja	Srednja vrijednost od μ		
			Trenje pri zaletu	Mješovito trenje	Tekuće trenje
Radijalni ležaj	Mast	GG, G-SnBz, Rg	0,12	0,05 . . . 0,1	–
	Ulje	GG, G-SnBz, Rg	0,14	0,02 . . . 0,1	0,003 . . . 0,008
	Ulje	LgPbSb, LgSn	0,24	–	0,002 . . . 0,003
	Ulje	Umjetna smola za prešanje	0,14	0,01 . . . 0,03	0,003 . . . 0,006
	Ulje	Materijal za sinteriranje	0,17	–	0,002 . . . 0,014
	Suho	Višeslojna umjetna smola	Pri brzini klizanja <0,1 m/s: 0,05 . . . 0,1 0,2 . . . 6 m/s: 0,1 . . . 0,16		
Aksijalni ležaj	Uporni ležaj mast ulje	 GG, G-SnBz LgSn	 0,15 0,25	 – 0,03	 – –
	Segmentni ležaj, ulje	LgSn	0,25	–	0,002

v u m/s	Preporučeno mazivo
. . . 0,7	Kruta maziva, grafit, molibdendisulfid, eventualno klizni lak
0,4 . . . 2	Mazive masti eventualno s dodacima (aditivima) za visoke pritiske ili molibdendisulfid
0,5 . . . 10	Motorno ili strojno ulje
10 . . . 30	Turbinsko ili vretensko ulje
> 30	Vretensko ulje, a u određenim slučajevima voda ili zrak

Za održavanje tekućeg trenja treba ulje koje otječe nadoknaditi dotjecanjem novoga, što znači da u svakoj jedinici vremena mora prostrujiti ležajem određeni volumen maziva. Srednja brzina kojom ulje kruži u procjepu ležaja iznosi $v/2$ (na nepomičnoj blazinici je brzina nula, a na rukavcu koji rotira je v). Procjep ležaja prosječne je debljine $Z/2$. Ako bi sveukupno mazivo ulje otjecalo prosječnom brzinom, bio bi potreban volumenski protok od $\frac{v}{2} \cdot \frac{Z}{2} b$. Stvarno se od toga samo jedan dio koristi, jer veći dio i dalje rotira s rukavcem. Što je manja relativna debljina uljnog spoja δ, to će više ulja otjecati, jer je ostali dio procjepa odgovarajuće veći. Ako uvrstimo za $v = d \cdot \pi \cdot n$, a za $Z = \psi \cdot d$, tada će biti potreban:

volumenski protok ulja $V_{ulj} = k \cdot V \cdot \psi \cdot n$ (182)

V_{ulj} u dm^3/s potreban volumenski protok ulja,
V u dm^3 volumen ležaja $= \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot b$,
ψ relativna zračnost ležaja,
n u s^{-1} pogonska brzina vrtnje ležaja,
k faktor protoka, kod

$\delta =$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4
$k \approx$	0,5	0,45	0,42	0,4	0,35	0,3

Trenje na kliznoj površini prouzročuje gubitak snage, koja se pretvara u toplinu:

snaga trenja $P_{tr} = F \cdot \mu \cdot v$ (183)

P_{tr} u Nm/s = W snaga trenja,
F u N opterećenje,
μ koeficijent trenja, kod tekućeg trenja prema jednadžbi (180), odnosno (181), inače prema tablici 79,
v u m/s brzina klizanje $= d \cdot \pi \cdot n$.

Razvijena toplina najvećim se dijelom odvodi od kućišta ležaja na okolni zrak, dok manji dio preuzima vratilo, koje ga odvodi dalje. Za odvod topline potrebna je temperaturna razlika ležaja i okoline Δt. Što je razlika veća, to se odvodi više topline. Pogonska temperatura u normalnom slučaju ne treba da prelazi $t = 50$ °C, a u izuzetnim slučajevima 80 °C, ukoliko se upotrebljavaju odgovarajuća maziva postojana na povišenim temperaturama. Ako je t_0 temperatura okoline, onda je pogonska temperatura ležaja $t = t_0 + \Delta t$. Ako su ležajni tuljak ili blazinica od *metala*, dobiva se:

porast temperature ležaja $\Delta t = \frac{P_R}{\alpha \cdot A_K}$ (184)

Δt u K povišena temperatura ležaja (K = Kelvin),
P_R u W snaga trenja prema (183),
α u $\frac{W}{K \cdot m^2}$ koeficijent prijelaza topline $\approx 20 \frac{W}{K \cdot m^2}$ pri lakom strujanju zraka (normalan slučaj),
A_K u m^2 rashladna površina kućišta ležaja i vratila. Prema iskustvu je pri $d \leqq 100$ mm: $A_K \approx 25$ do $35\, d \cdot b + 15\, d^2$, kod $d > 100$ mm: $A_K \approx 20$ do $30\, d \cdot b + 10\, d^2$ (male vrijednosti samo kod kratkih kliznih ležaja do $b/d = 0{,}8$).

U ovoj jednadžbi nije uzeta u obzir toplina koju kod hidrodinamičkog podmazivanja odvodi ulje što protječe, jer je ona relativno mala. Pri većim opterećenjima ili brzinama klizanja, na kojima bi temperatura ležaja mogla poprimiti nedopušteno visoke vrijednosti, mora kroz ležaj strujati veća količina ulja (rashladno ulje) kako bi se snizile temperature. Ponekad se hladi i vodom. Tada je ležaj okružen komorom kroz koju cirkulira rashladna voda. Uzima se kao potreban:

protok rashladnog sredstva $$\dot{V}_{hl}=\frac{\Delta P_R}{c\cdot\Delta t_{hl}} \quad (185)$$

$\dot{V}_{hl}$ u dm^3/s potreban protok rashladnog sredstva,

ΔP_R u $W=\frac{J}{s}$ toplina koju treba da odvodi rashladno sredstvo. Najčešće je to samo onaj dio topline koji se ne odvodi okolnim zrakom. Ako cijelu količinu topline trenja treba da odvodi samo rashladno sredstvo, onda je $\Delta P_R = P_R$;

c u $\frac{J}{K\cdot dm^3}$ specifična toplina rashladnog sredstva $\approx 1680\frac{J}{K\cdot dm^3}$ za ulje i $\approx 4200\frac{J}{K\cdot dm^3}$ za vodu;

Δt_{hl} u K temperaturna razlika u rashladnom sredstvu $=t_{iz}-t_u$, ako je t_{iz} izlazna temperatura, a t_u ulazna temperatura. Prema iskustvu uzima se $\Delta t_{hl}\approx 10$ K ali ne više od 15 K.

Ako su *tuljci ležaja rađeni od umjetnog materijala*, onda se toplina znatno lošije odvodi. U tom slučaju mora se uzeti u obzir i toplinska vodljivost umjetnog materijala. Jedan dio topline odvodi se od površine klizanja radijalno kroz stijenku tuljka ležaja $\pi\cdot d\cdot b$, drugi radijalno u rukavac, a onda aksijalno kroz rukavac i vratilo. Ako put prodiranja topline čini tuljak debljine stijenke s i (ležajne) širine b (teoretski pojednostavnjena pretpostavka), onda se iz toplinske ravnoteže (dovod topline = odvodu topline) dobija snaga trenja:

$$P_R=\Delta t\left(k_B\frac{\pi\cdot d\cdot b}{s}\lambda_B+k_Z\frac{\pi\cdot d\cdot b}{b}\lambda_Z\right)$$

sa $k_B\approx 0{,}5$ i $k_Z\approx 0{,}02$. Ovi koeficijenti uzimaju u obzir iskustvene vrijednosti akumulacije topline. To znači da je temperaturna razlika Δt razlika između temperature površine klizanja i okolnog zraka, dočim je razlika između površine klizanja i vanjske površine tuljka, odnosno između površine klizanja dijela vratila koji se nastavlja na rukavac, znatno manja. λ_B i λ_Z su toplinska vodljivost materijala tuljka i rukavca.

Ako uvrstimo za $F=p\cdot d\cdot b$ i time $P_R=p\cdot d\cdot b\cdot\mu\cdot v$ [jednadžba (183)], onda gornja jednadžba preoblikovana prema Δt dobiva slijedeći oblik:

porast temperature ležaja $$\Delta t=\frac{p\cdot v\cdot\mu}{\pi\left(0{,}5\frac{\lambda_B}{s}+0{,}02\frac{\lambda_Z}{b}\right)} \quad (186)$$

p u $N/m^2=Pa$ površinski tlak prema jednadžbi (177) ($1\ N/mm^2=10^6$ Pa),

v u m/s brzina klizanje $=d\cdot\pi\cdot n$,

μ koeficijent trenja (tablica 79),

λ_B u $\frac{W}{K\cdot m}$ toplinska vodljivost umjetnog materijala $\approx 0{,}235\frac{W}{K\cdot m}$,

λ_Z u $\frac{W}{K\cdot m}$ toplinska vodljivost čelika $\approx 19\frac{W}{K\cdot m}$,

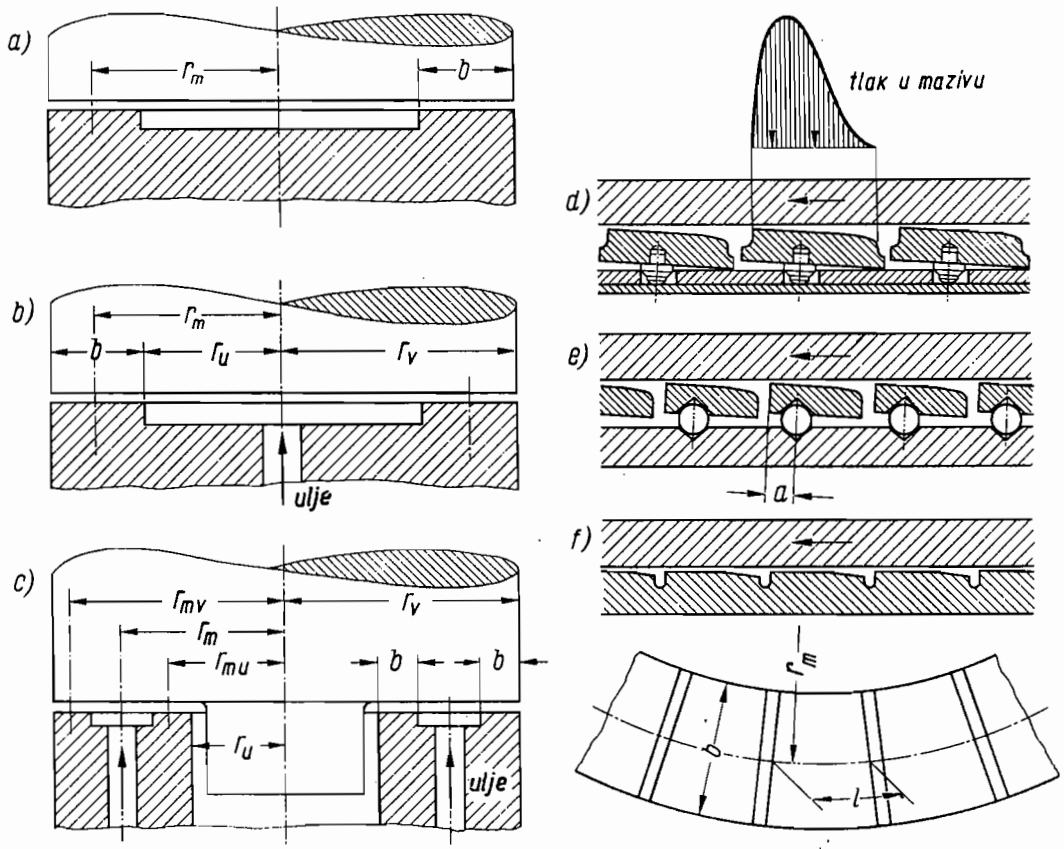
s u m debljina stijenke tuljka od umjetnog materijala,

b u m širina ležaja.

Iz jednadžbe (186) proizlazi da se Δt smanjuje smanjivanjem debljine stjenke s i širine ležaja b. Prema tome treba obje vrijednosti držati što manjima. Poraste temperature Δt može se birati koliko to bez štete dopušta umjetni materijal. Pri uvrštavanju iznosa za μ mora se uzeti u obzir da koeficijent trenja s povećanjem obodne brzine raste, a smanjuje se s povećanjem opterećenja. Osim toga, treba uzeti u obzir koja je vrsta podmazivanja odabrana (podmazivanje mašću ili uljem, odnosno suhim mazivima). Vidi k tome tablicu 79).

5.2.6. Oblikovanja upornih (aksijalnih) ležaja

Jednostavni ležaj sastoji se od dviju ploča koje klize jedna po drugoj (sl. 227a). Hidrodinamičko podmazivanje (tekuće trenje) ne može se postići jer nema uljnog klina. Ležaj može da radi samo u području mješovitog trenja. Zbog toga se može samo neznatno opteretiti, a upotrebljava se samo za podređene svrhe. U gradnji alatnih strojeva upotrebljavaju se za male aksijalne sile klizni prstenovi prema DIN 2208 do 2210 (sl. 228), od kojih se dva sparuju u jedan ležaj. Jedan je opremljen provrtima za zatike, a drugi ekscentričnim utorom za razvođenje maziva.



Slika 227. Princip aksijalnih ležaja

a) jednostavni prstenasti aksijalni ležaj; *b*) hidrostatički prstenasti aksijalni ležaj; *c*) hidrostatički prstenasti aksijalni ležaj; *d*) hidrodinamički prstenasti ležaj sa segmentima nagibnim na svornjacima; *e*) hidrodinamički prstenasti ležaj sa segmentima nagibnim na kuglama; *f*) hidrodinamički prstenasti ležaj s nepokretnim segmentima

Hidrostatski ležaj (sl. 227b i c) razlikuje se od običnog samo time što sa pumpom stalno tlači ulje među klizne površine, a zatim otječe prema van. Ako je konstrukcija ispravna ležaj radi pri pokretanju i zaustavljanju s tekućim trenjem. U takvom slučaju trošenje praktički i ne postoji.

Kod *hidrodinamičkog ležaja* (sl. 227d i e) stvaraju se klinasti procjepi potrebni za stvaranje hidrodinamičkog pritiska. To se postiže tako da se ravna ploča giba po kružno poredanim nagibnim segmentima, koji se sami postavljaju u potreban kosi položaj. Klinasti procjep može se dobiti i iz punog prstena zakošenjem nepokretnih segmenata (sl. 227f).

Hidrodinamički ležaj (sl. 227d i e) *prema Michellu* naziva se i *nagibni segmentni uporni ležaj*, a prema slici 227f *uporni ležaj s čvrstim segmentima.* Ovaj posljednji je pogodan za srednja opterećenja, te se izrađuje s klinastim površinama nagiba 1:200 do 1:500. Segmenti s oblogom od bijele kovine ili plastične mase mogu se više opteretiti. Uobičajene mjere su $a=0{,}38$ do $0{,}42\ l$, $b=0{,}6$ do $1{,}3\ l$. Gornji glatki uporni prsten izrađuje se za male ležaje od finog lijeva, a za veće od površinski kaljena čelika. Za turbine izrađeni su aksijalni ležaji s nagibnim segmentima, za nosivost do 50 000 kN i brzinu klizanja od 60 m/s. Velike brzine zahtijevaju dobro hlađenje (cirkulacija zraka, vodeno hlađenje, cirkulacija ulja s međuhlađenjem). Budući da pri malim brzinama zbog mješovitog trenja postoji opasnost od zaribavanja, potrebno je brzo pokretanje i zaustavljanje.

Dovod ulja treba da je uvijek iznutra, da ne bi došlo do odbacivanja ulja zbog centrifugalne sile, pa da ono ne dolazi do klizne površine.

5.2.7. Proračun upornih ležaja (aksijalnih ležaja)

Za **sve aksijalne ležaje** prema slici 227 je:

srednji površinski tlak $p=F/A$ (187)

p u N/mm² površinski tlak (uobičajene vrijednosti kao kod nosivih ležaja, tablica 78, str. 212),
F u N opterećenje ležaja,
A u mm² opterećena površina ležaja $=2\cdot\pi\cdot r_m\cdot b$
prema slikama 227a i b, $=2\pi(r_{max}+r_{min})\,b$
prema slici 227c, $=z\cdot l\cdot b\approx 0{,}8\cdot 2\pi\cdot r_m\cdot b$
prema slikama 227d do f, sa z kao brojem segmenata.

Brzina klizanja uzima se u proračunima uvijek srednja

brzina klizanja $v=2\cdot\pi\cdot r_m\cdot n$ (188)

v u m/s srednja brzina klizanja,
r_{sr} u m srednji promjer ležaja. Za ležaj na slici 227c je $2r_{sr}=r_{max}+r_{min}$,
n u s^{-1} pogonska brzina vrtnje ležaja.

Jednostavni aksijalni ležaji prema slici 227a, koji ne rade s tekućim trenjem, proračunavaju se prema dopuštenom površinskom tlaku na zagrijavanje. Za to služe jednadžbe (183) i (184). Tada treba staviti za $d=2r_{sr}$.

Kod **hidrostatičkih aksijalnih ležaja** tlak ulja stvara se pomoću pumpe, koja mora da dobavlja dovoljnu količinu ulja. Tlak ulja mora da bude znatno veći od srednjeg površinskog tlaka p. Na kliznim površinama tlak ulja se smanjuje prema mjestu istjecanja. Ovdje se ne javlja prijelazna brzina vrtnje, jer ležaj za vrijeme rada pumpe, a i pri mirovanju, „pliva", Debljina uljnog sloja h_0 može se odabrati proizvoljno. Preporučljivo je da se ne uzima manja vrijednost od one prema jednadžbi (174) na strani 209.

Kod izvedbe prema slici 227b dobiva se

$$\textit{koeficijent trenja} \qquad \mu \approx \frac{\eta \cdot \omega}{p \cdot h_0} \cdot \frac{r_v^2 + r_u^2}{r_v + r_u} \tag{189}$$

Kod izvedbe prema slici 227c je:

$$\textit{koeficijent trenja} \qquad \mu \approx \frac{\eta \cdot \omega}{p \cdot h_0} \cdot \frac{2\,(r_{srv}^3 + r_{sru}^3)}{(r_{srv} + r_{sru})^2} \tag{190}$$

η u Pas	dinamički viskozitet mazivog ulja,
ω u rad/s	kutna brzina vratila,
p u $N/m^2 = Pa$	površinski tlak prema jednadžbi (187) ($1\ N/mm^2 = 10^6$ Pa),
h_0 u mm	odabrana debljina uljnog sloja,
r_v, r_u, r_{srv}, r_{sru} u mm	polumjeri prema slikama 227b i c.

Za izvedbu prema slici 227b potreban je:

$$\textit{volumenski protok ulja} \qquad \dot{V}_{ulja} \approx \frac{F \cdot h_0^3}{6\eta \cdot b^2} \tag{191}$$

Za izvedbu prema slici 227c potreban je:

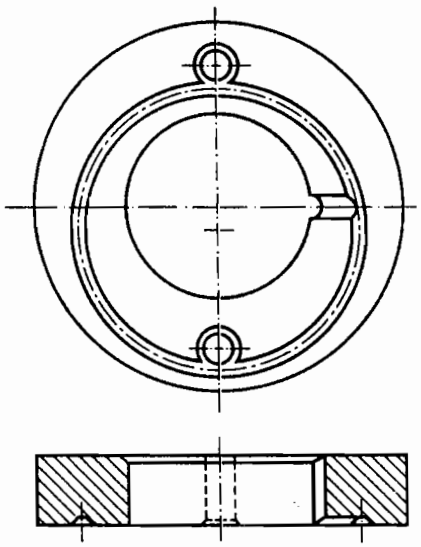
$$\textit{volumenski protok ulja} \qquad \dot{V}_{ulja} \approx \frac{F \cdot h_0^3}{3\eta\,(r_{sr\,v}^2 - r_{sr\,u}^2)} \tag{192}$$

$\dot{V}_{ulja}$ u dm^3/s	potreban volumenski protok ulja,
F u N	opterećenje ležaja,
h_0 u dm	odabrana debljina uljnog sloja,
η u Pas	dinamički viskozitet mazivog ulja na pogonskoj temperaturi,
b u m	širina ležaja,
r_{srv}, r_{sru} u m	srednji polumjeri prema slici 227c.

Snagu trenja P_R, porast temperature ležaja Δt i protok rashladnog sredstva $\dot{V}_{hl}$, treba proračunati prema jednadžbama (183) do (185) Preporučljivo bi bilo da se za približno određivanje A_K uzima $d = 2r_{sr} = r_v + r_u$, a za $b = r_v - r_u$.

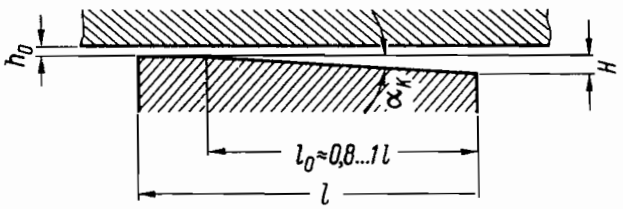
Kod **hidrodinamičkih aksijalnih ležaja** s čvrstim segmentima (sl. 227f), pod relativnom debljinom uljnog spoja φ podrazumjeva se odnos apsolutne debljine uljnog sloja h_0 prema najvećoj visini klina H (slika 229):

$$\textit{relativna debljina uljnog sloja} \qquad \varphi = \frac{h_0}{H} \approx \frac{h_0}{\alpha_K \cdot l_0} \tag{193}$$

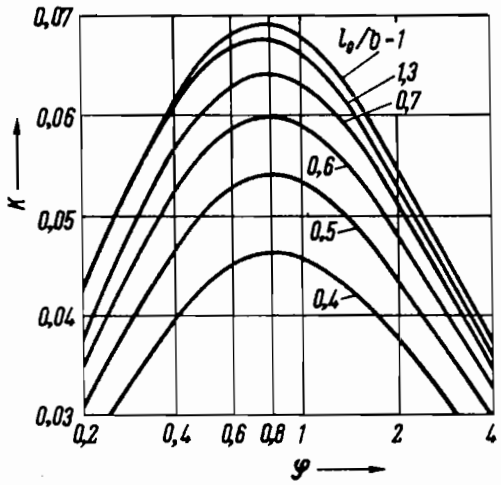


Slika 228. Klizni prsten, DIN 2208

h_0	u mm ili μm	apsolutna debljina uljnog sloja,
H	u mm ili μm	visina klina,
α_K	u rad	kut klina,
l_0	u mm ili μm	duljina klina.



Slika 229. Čvrsti klinasti procijep hidrodinamičkog aksijalnog ležaja



Slika 230. Koeficijent uljnog sloja K u zavisnosti od relativne debljine uljnog sloja φ i od karakteristike ležaja l_0/b

Prema hidrodinamičkoj teoriji podmazivanja iznosi

apsolutna debljina uljnog sloja

$$h_0 = \sqrt{K \frac{\eta \cdot v \cdot b}{p}} \qquad (194)$$

h_0	u mm	apsolutna debljina uljnog sloja,
η	u Pas	dinamički viskozitet mazivog ulja na pogonskoj temperaturi,
v	u m/s	brzina klizanja, prema (188),
b	u m	širina ležaja,
p	u N/mm^2	površinski tlak, prema (187),
K		koeficijent uljnog sloja kojim se uzima u obzir karakteristika ležaja l_0/b, prema slici 230.

Nagibni segmenti aksijalnih ležaja (sl. 227d i e) sami se postavljaju u nagib klina prema najvećoj vrijednosti koeficijenta K prema sl. 230. Ovaj u području $\varphi \approx 0{,}8$ ima najpovoljniju relativnu debljinu uljnog sloja. Ona se općenito odabire i kod aksijalnih ležaja s čvrstim segmentima. Kod $l_0/b = 1$ leži najveća vrijednost koeficijenta K, a K se smanjuje pri $l_0/b = 1{,}3$ i $0{,}7$!

Kod aksijalnog hidrodinamičkog ležaja može se kao početak tekućeg trenja uzeti debljina uljnog sloja $h_{pr} = 10\ \mu m = 10 \cdot 10^{-3}$ mm. Prema tome iz preinačene jednadžbe (194) slijedi:

prijelazna kutna brzina

$$\omega_{pr} \approx h_{pr}^2 \frac{p}{K_{pr} \cdot \eta \cdot b \cdot r_{sr}} \tag{195}$$

ω_{pr} u rad/s	prijelazna kutna brzina,
h_{pr}, K_{pr}, b	vidi legendu za (194) (h_{pr} kao h_0, K_{pr} kao K),
η u Pas	dinamički viskozitet mazivog ulja, u datom slučaju u hladnom stanju,
p u N/mm^2	površinski pritisak, prema (187),
r_{sr} u m	srednji promjer ležaja.

Za izbor prijelazne brzine vrtnje $n_{pr}=\omega_{pr}/2\pi$ vrijedi kao što je rečeno u 5.2.5. strana 209, pri čemu treba staviti za $d=2r_{sr}$.

Pri $l_0/b=0{,}7$ do1,3 i $\varphi=0{,}6$ do 1 iznosi

koeficijent trenja

$$\mu \approx 3 \sqrt{\frac{\eta \cdot v}{p \cdot b}} \tag{196}$$

η, v, b	vidi legendu uz jednažbu (194),
p u N/m^2 = Pa	površinski pritisak, prema jednadžbi (187) (1 N/mm^2 = 10^6 Pa).

Za održavanje tekućeg trenja potreban je

volumenski protok ulja

$$\dot{V}_{ulja} = 0{,}7\, z \cdot b \cdot v \cdot h_0 \tag{197}$$

$\dot{V}_{ulja}$ u dm^3/s	potreban volumenski protok ulja,
z	broj segmenata,
b u dm	širina ležaja,
v u dm/s	brzina klizanja, prema (188),
h_0 u dm	apsolutna debljina uljnog sloja, prema (194).

Za snagu trenja P_R, porast temperature ležaja Δt i protok rashladnog sredstva V_{hl}, vrijedi ono što je rečeno za hidrostatičke ležaje, na strani 218.

5.3. Valjni ležaji

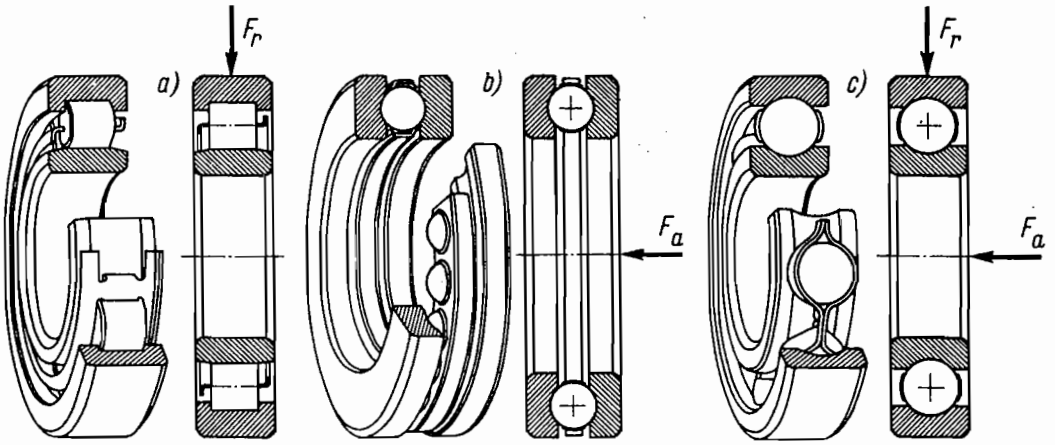
5.3.1. Konstrukcija i karakteristike

Valjani ležaji su svi *kuglični*, *valjkasti* i *igličasti ležaji*. Između čeličnih prstenova ili ploča gibaju se *valjna tjelešca* s trenjem kotrljanja, a njihov koeficijent trenja je za 25 do 50 % niži u odnosu na klizne ležaje. Valjni ležaji se prema tome manje zagrijavaju i rade s manjim gubicima energije. Nadalje rade s manjim zračnostima, prema tome i točnije (važno za električne i alatne strojeve). Treba im malo prostora, nije nužan nadzor, maziva trebaju malo, a nije im potrebno nikakvo uhodavanje. Njihova internacionalna standardizacija jamči njihovu izmjenljivost.

Kao nedostatak valja navest veću osjetljivost na udarna opterećenja, te bučniji rad u odnosu na klizne ležaje. Općenito su skuplji od kliznih ležaja, te zahtijevaju da se provrt kućišta i rukavci izrađuju u uskim grani-

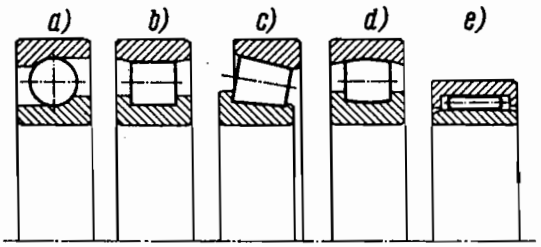
cama tolerancija. Montaža i demontaža jednodjelnih valjnih ležaja je teža nego dijeljenih kliznih ležaja.

Prema smjeru djelovanja sila razlikujemo *radijalne ležaje*, *aksijalne ležaje* i *utorne kuglične radijalne ležaje* za radijalno i aksijalno opterećenje (sl. 231). Kod radijalnih ležaja valjčići se gibaju između *prstenova*, dok kod aksijalnih između dva *koluta*.

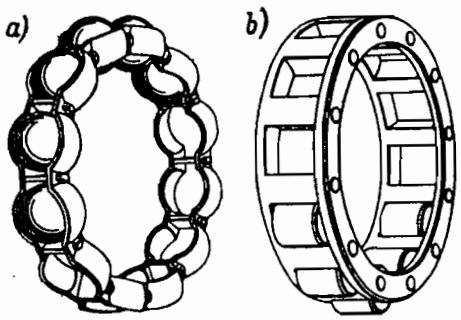


Slika 231. Valjni ležaji za različite smjerove opterećenja (prikaz prema *SKF-RIV*, Schweinfurt Frankfurt)

a) cilindrično-valjkasti ležaj za radijalno opterećenje; *b*) aksijalni kuglični ležaj za aksijalno opterećenje; *c*) radijalni kuglični ležaj za radijalno i aksijalna opterećenja



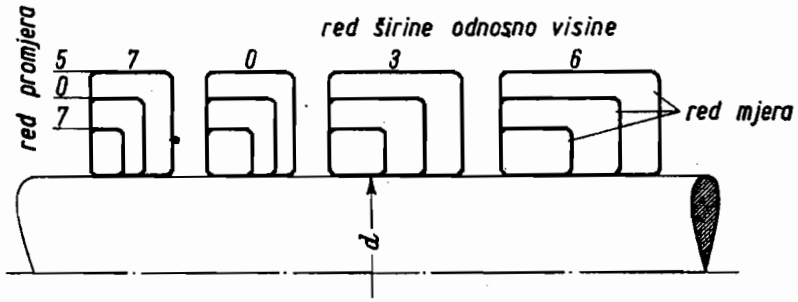
Slika 232. Oblici valjnih tjelešaca
a) kugla; *b*) valjak; *c*) stožac; *d*) bačvica; *e*) igla



Slika 233. Kavezi valjnih ležaja
a) limeni kavez za kugle; *b*) masivni kavez za valjčiće

Valjni ležaji sastoje se od *prstenova* ili *ploča*, *valjnih tjelešaca*, koja mogu biti kuglastog, cilindričnog, stožastog ili bačvastog oblika (sl. 232), a najčešće još nalazimo i *kavez*. Kavez sprječava međusobni dodir valjnih tjelešaca (sl. 233). Radijalni ležaji imaju unutarnji i vanjski prsten, između kojih se kotrljaju valjna tjelešca. Prstenovi, ploče i valjna tjelešca izrađeni su od posebnog čelika legiranog kromom. Valjna tjelešca i valjne staze su kaljene, brušene i polirane. Za kaveze se najčešće upotrebljava čelični lim, rjeđe mjed (za masivne kaveze), laki metali ili umjetne mase (fenoplast ili poliamidi).

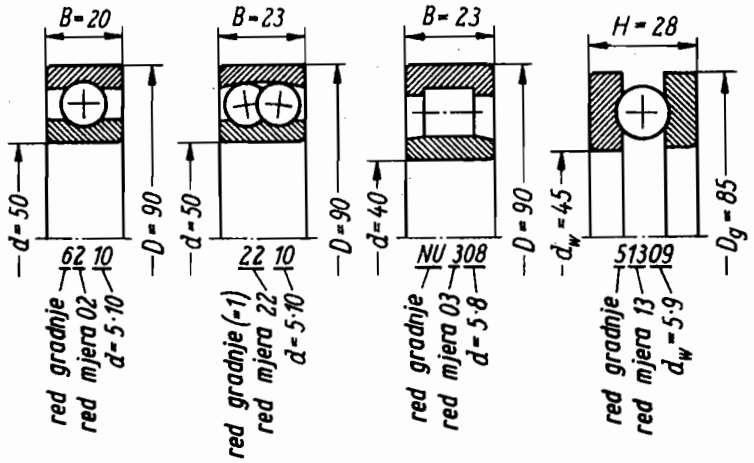
Vanjske dimenzije valjnih ležaja standardizirane su prema internacionalnim *planovima mjera*, a njemački prema DIN 616 (za sada u pripremi) (JUS M.C3.521). Ovi planovi mjera sadrže devet *redova promjera*: 7 8 9 0 1 2 3 4 5 i deset širina, odnosno redova visina 7 8 9 0 1 2 3 4 5 6 (sl. 234). U svakom redu promjera dodijeljen je jednom provrtu određeni vanjski promjer. Svakom redu promjera dodijeljeno je nekoliko redova širina (kod radijalnih ležaja), odnosno redova visina (kod aksijalnih ležaja), pri čemu u odnosu na istu visinu presjeka ima red 7 najmanju, a red 6 najveću širinu. Na primjer, red mjera 13 znači da je ležaj dimenzioniran prema redu širina 1 i redu promjera 3.



Slika 234. Red mjera valjnih ležaja, koji se sastoje od reda širine, odnosno visine, i reda promjera

Prema DIN 623 (za sada u pripremi) (JUS M.C3.506) valjni ležaji nose *posebne oznake*, tako da su ležaji s istim oznakama izmjenljivi. Te oznake su:

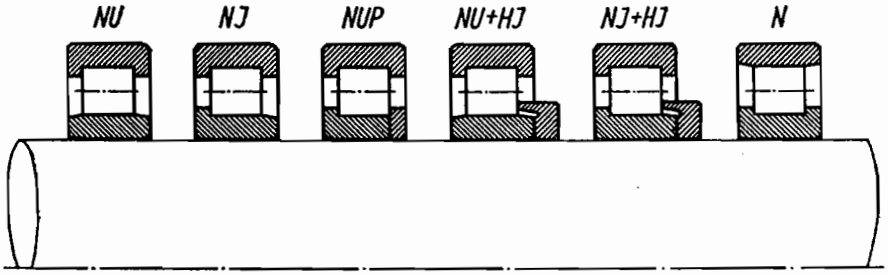
1. *Predznak* K (kavez s valjnim tjelešcima), L (slobodan ležajni prsten), R (ležajni prsten kao unutarnji ili vanjski prsten s valjkastim ili igličastim vijencem). Ovaj znak ne dolazi u obzir za potporne ležaje, već samo za dijelove ležaja (za nepotpune ležaje).



Slika 235. Primjeri obilježavanja valjnih ležaja

2. *Bazično obilježje* sastavljeno je od oznaka za red ležaja i od oznaka za provrt ležaja u kodiranom obliku (sl. 235). Oznaka za red ležaja sadrži opet tip ležaja (vrst ležaja, serije) u obliku brojeva ili slova, a red mjera u brojkama. Primjere vidi na slikama 235 i 236.
3. *Dopunska oznaka* stavlja se kod ležaja koji odstupaju od normalne izvedbe, te daje podatke o odstupanjima. Dopunska oznaka se sastoji od slova, a u nekim slučajevima i od daljnjih brojeva. Time se označavaju: unutarnja

konstrukcija, vanjske mjere, vanjski oblik, brtvenje, izvedba kaveza, konstrukcija kaveza, tolerancije, zračnost ležaja. Primjerice, P5 označava razred tolerancija P5 prema DIN 620 (ili JUS M.C3.752–758), C2 radijalnu zračnost ležaja koja je manja od normalne, S1 pogonske temperature do 200 °C.



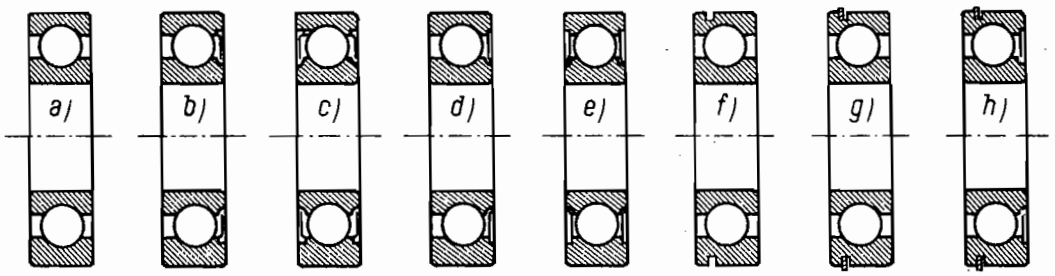
Slika 236. Oznake pojedinih izvedaba cilindričnih valjkastih ležaja

Isporučive izvedbe, mjere i podaci o nosivosti nalaze se u katalozima proizvođača. Ovdje nije moguće dati podatke o svim izvedbama i mjerama.

Dopuštene tolerancije ugradbenih mjera i točnost vrtnje valjnih ležaja dane su u DIN 620 (JUS M.C3.752–758).

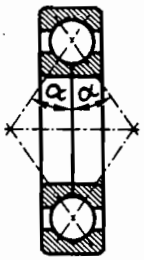
Svaki radijalni ležaj ima u stanju isporuke određenu *radijalnu zračnost* između valjnih tjelešaca i valjnih prstena. Pri ugradnji s prijeklopom između vanjskog prstena i provrta u kućištu, te između unutarnjeg prstena i vratila, sužava se vanjski prsten, a unutarnji se proširuje. Na taj način se radijalna zračnost smanjuje. Ona se ni u kojem slučaju ne smije smanjiti na nulu. Normalni ležaji tako su izrađeni da kod uobičajenih dosjeda preostaje još dovoljna *pogonska zračnost*. Ako pogonski ili temperaturni uvjeti zahtijevaju čvrst dosjed, mora se odabrati ležaj s odgovarajućom većom radijalnom zračnošću. Ako se zahtijeva veća točnost vođenja, odabiru se ležaji s manjom radijalnom zračnošću. Ležaji mogu dobiti i povećanu točnost vrtnje, npr. za uležištenje precizno rotirajućih radnih vretena alatnih strojeva.

Radijalni kuglični ležaji i igličasti ležaji izrađuju se i s *bočnim zaštitnim* ili *brtvenim pločama* (sl. 237b do e). Prve sprječavaju oštećenje valjnog sustava stranim tijelima, a druge izlaz maziva iz ležaja. Time se uštеđuje brtvenje na drugim mjestima.



Slika 237. Izvedbe kugličnih ležaja, DIN 625 (IUS M.C3.601)
a) normalna izvedba; *b*) s jednom zaštitnom pločom; *c*) sa dvije zaštitne ploče; *d*) s jednom brtvenom pločom; *e*) sa dvije brtvene ploče; *f*) s prstenastim utorom; *g*) s prstenastim utorom i uskočnikom; *h*) s prstenastim utorom, uskočnikom i jednom zaštitnom pločom

Zbog mogućnosti jednostavnijeg aksijelnog učvršćivanja vanjskih prstena mogu se nabaviti ležaji s prstenastim utorima (sl. 237f do h).

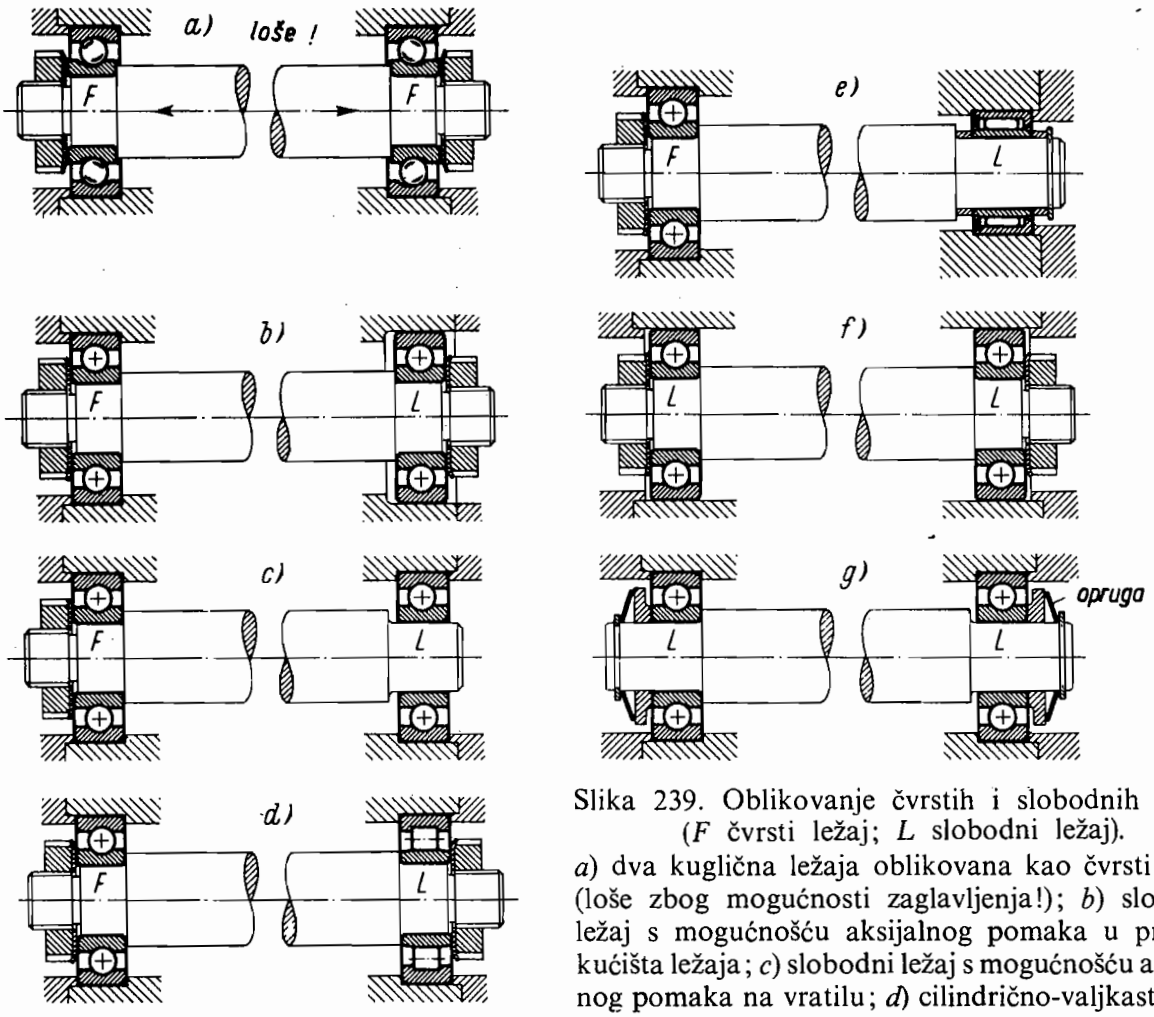


Kao posebnu konstrukciju treba spomenuti *ležaj sa četiri oslonca* (sl. 238), koji mogu prihvatiti sile u četiri točke. Time su ovi ležaji veoma stabilni. Njihov unutarnji prsten je dvodjelan. Na taj se način može umetnuti mnogo kuglica, koje zajedno s visokim naslonima prstena ležaja omogućuju vrlo veliku nosivost.

Slika 238. Ležaj sa četiri oslonca i dvodjelnim unutarnjim prstenom, DIN 628 (JUS M.C3.611) (kut pritiska $\alpha = 35°$)

5.3.2. Pravila ugradnje, mogućnosti opterećenja

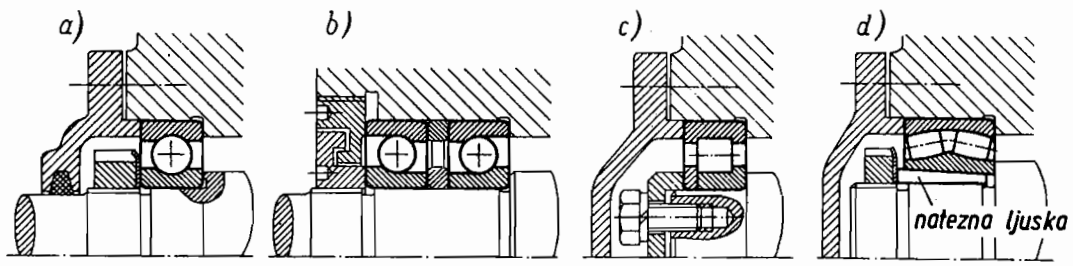
Za učvršćivanje osovina i vratila u uzdužnom smjeru predviđa se najčešće čvrst ležaj. Zbog tolerancija i toplinskog rastezanja nisu moguća dva čvrsta ležaja, jer bi se valjna tjelešca previše tlačila na bokove valjnih staza (sl. 239a),



Slika 239. Oblikovanje čvrstih i slobodnih ležaja (*F* čvrsti ležaj; *L* slobodni ležaj).
a) dva kuglična ležaja oblikovana kao čvrsti ležaji (loše zbog mogućnosti zaglavljenja!); *b*) slobodni ležaj s mogućnošću aksijalnog pomaka u provrtu kućišta ležaja; *c*) slobodni ležaj s mogućnošću aksijalnog pomaka na vratilu; *d*) cilindrično-valjkasti ležaj oblikovan kao slobodni ležaj; *e*) igličasti ležaj oblikovan kao slobodni ležaj; *f*) dva slobodna ležaja s aksijalnom zračnošću u provrtu kućišta; *g*) dva slobodna ležaja opterećena oprugama

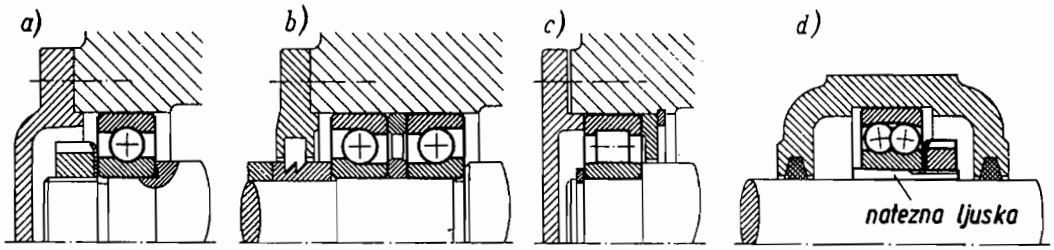
tako da bi za kratko vrijeme došlo do zagrijavanja i oštećenja. Treba zato predvidjeti mogućnost dilatiranja! *Čvrsti ležaj* može, osim radijalnih sila, preuzeti i aksijalne sile u jednom, ili u oba smjera. *Slobodni ležaji* omogućuju aksijalno pomicanje.

Kod čvrstog ležaja učvršćuju se unutarnji i vanjski prsten, a kod slobodnog samo jedan prsten (sl. 239b i c). Kod cilindrično-valjkastih ležaja N i NU i igličastih ležaja prsteni su međusobno aksijalno pokretljivi. Zato se, kao kod slobodnih ležaja, pričvršćuju oba prstena (sl. 239d i e). Ako je za osovinu ili vratilo dopuštena mala aksijalna zračnost, mogu se ugraditi i dva slobodna ležaja. Njihova aksijalna zračnost ograničava se pomoću graničnika u kućištu (sl. 239f). Aksijalna zračnost može se odstraniti i pomoću elastičnih opruga, koje ležaje drže stalno pod malim opterećenjem (sl. 239g).



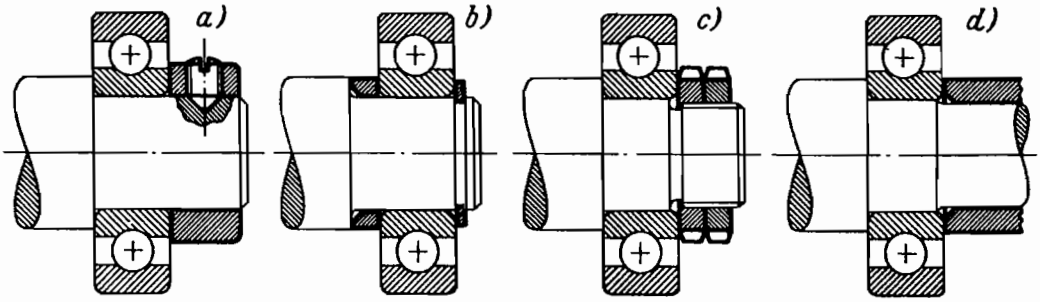
Slika 240. Primjeri oblikovanja čvrstih ležaja
a) s kugličnim ležajem, DIN 625 (JUS M.C3.601); *b*) sa dva kuglična ležaja s kosim dodirom, DIN 628 (JUS M.C3.611); *c*) s cilindrično-valjkastim ležajem, DIN 5412 (JUS M.C3.631); *d*) sa samoudesivim bačvastim ležajem, DIN 635 (JUS M.C3.715)

Učvršćenje prstenova u oba aksijalna smjera vrši se ojačanjem, stupnjevanjem, uskočnicima, poklopcima, maticama itd. Mogućnosti oblikovanja čvrstih i slobodnih ležaja pokazuju slike 240 i 241. Svorne ljuske s maticom, s utorima i sigurnosni prstenovi, standardizirani su u DIN 5415 (JUS M.C3.530).

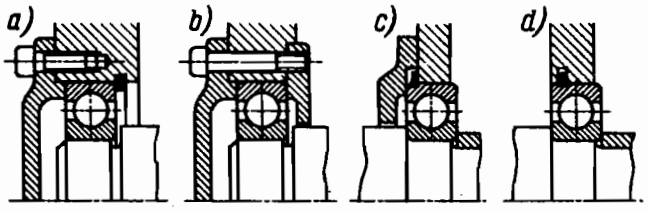


Slika 241. Primjeri oblikovanja slobodnih ležaja
a) s kugličnim ležajem, DIN 625 (JUS M.C3.601); *b*) sa dva kuglična ležaja s kosim dodirom, DIN 628 (JUS M.C3.611); *c*) sa cilindrično-valjkastim ležajem, DIN 5412 (JUS M.C3.631); *d*) sa samoudesivim kugličnim ležajem na nateznoj ljusci, DIN 630 (JUS M.C3.541) i 5415 (JUS M.C3.530)

Daljinu mogućnost aksijalnog učvršćenja unutarnjih prstena pokazuje slika 242, a učvršćenje vanjskog prstena slika 243.

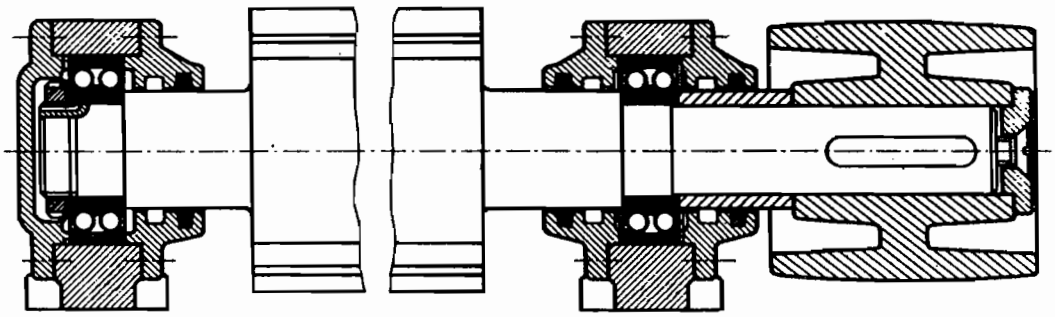


Slika 242. Primjeri aksijalnog učvršćenja unutarnjih prstena valjnih ležaja
a) s postavnim prstenom; *b*) s odstojnim prstenom, sigurnosnim prstenom ili uskočnikom; *c*) s dvostrukom maticom; *d*) s odstojnom cijevi



Slika 243. Primjeri aksijalnog učvršćenja vanjskih prstena valjnih ležaja
a) slobodni ležaj s uskočnikom i poklopcem; *b*) slobodni ležaj sa dva poklopca; *c*) čvrsti ležaj s uskočnikom i poklopcem; *d*) s uskočnikom i dvodjelnim kućištem

Površine nalijeganja, ojačanja vratila, vijenci, tuljci i slično moraju biti okomiti na os vrtnje! Samopodesivi radijalni kuglični ležaji osjetljivi su na aksijalna opterećenja i zato se ne smiju upotrebljavati kao aksijalno visoko opterećeni čvrsti ležaji. Ako se osi obaju provrta kućišta za uležištenje vratila ne poklapaju, tada treba ugraditi *samopodesive radijalne kuglične* ili *bačvaste ležaje* (sl. 244), koji sprečavaju zaglavljivanje.



Slika 244. Uležištenje vratila oblikovanog kao držač noževa blanjalice pomoću dvorednog samoudesivog kugličnog ležaja, DIN 630 (JUS M.C3.541) (po *Kugelfischeru*)

Prsteni moraju *radijalno čvrsto dosjedati* uz površine nalijeganja, kako bi se u potpunosti mogla iskoristiti nosivost ležaja. To se postiže čvrstim dosjedom koji prstenove podupire, tj. ukrućuje ih. Potrebni prijeklop zavisi od visine pogonskog i udarnog opterećenja. Za približnu procjenu pogonske zračnosti može se uzeti da prijeklop vratila proširuje unutarnji prsten za 70 % veličine prijeklopa, a prijeklop vanjskog prstena steže ga za 50 % veličine njegova prijeklopa. Ako se oba prijeklopa odbiju od zračnosti kojom se ležaj nabavlja,

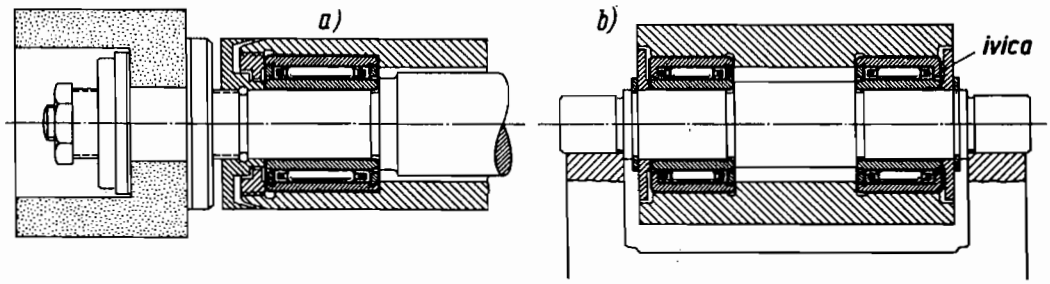
tada, uzimajući u obzir toplinska rastezanja, mora da preostane još potrebna pogonska zračnost. Čvrsti dosjed obaju prstena često nije moguć zbog montaže i demontaže. Prema smjeru i vrsti vanjskih sila tada treba odlučiti kojemu se od prstena smije dati labav dosjed. Za to su mjerodavne slijedeće mogućnosti opterećenja:

1. *Obodno opterećenje*, ako prsten rotira, a sila (opterećenje) miruje, ili ako prsten miruje, a rotira sila (opterećenje).

2. *Točkasto opterećenje*, ako prsten i sila (opterećenje) miruju ili ako sila (opterećenje) sinhrono rotira s prstenom.

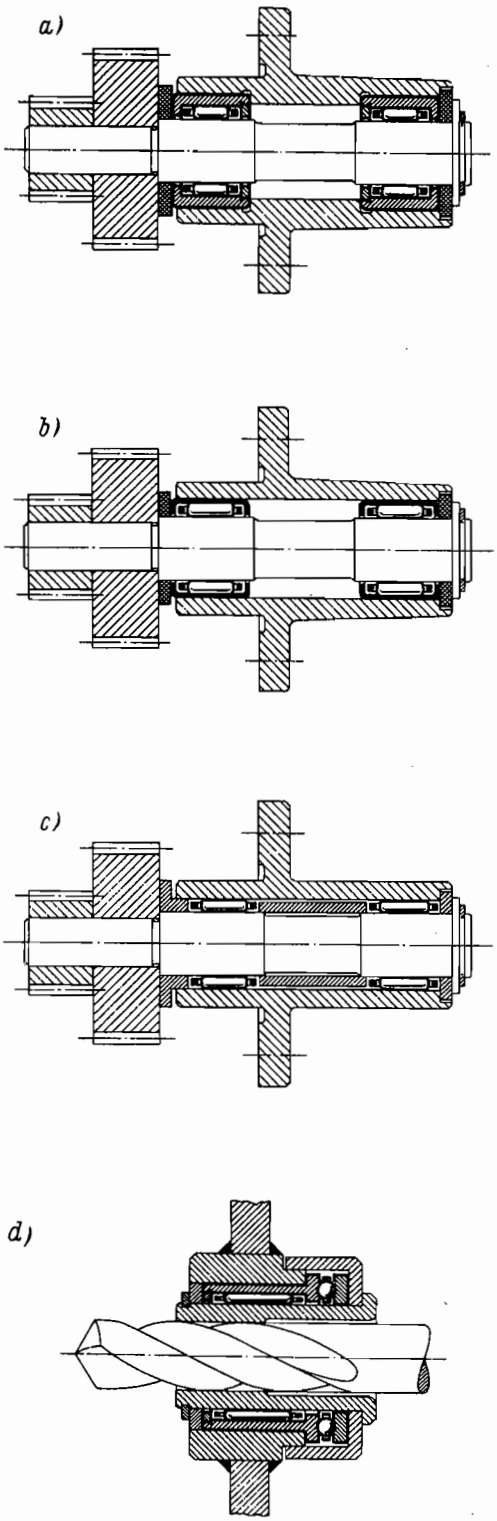
3. *Njihajuće opterećenje*, ako se prsten njiše, a sila opterećenja miruje ili prsten miruje, a njiše se sila opterećenja.

Kod obodnog ili njihajućeg opterećenja neophodno je potreban čvrst dosjed prstena, dok kod točkastog opterećenja može imati manje čvrst dosjed, jer mu sila ne daje povod za pomicanje. *Uobičajene dosjede* za vratila i provrte kućišta prema DIN 5425 (JUS M.C3.752 – 758) vidi u tablici 80.



Slika 245. Ugradnja igličastih ležaja s vanjskim i unutarnjim prstenom
a) kao slobodni ležaj ugrađen u vretenu za unutarnje brušenje; *b*) dva slobodna ležaja s čeonom ivicom radi bočnog vođenja u potpornom valjku

Igličasti ležaji, u odnosu na kuglične i valjkaste ležaje, trebaju mali ugradbeni prostor i omogućuju relativno veliku opteretivost. Igličastim ležajima uležišćuje se čak i klipnjače visokoturažnih benzinskih motora, vratila električnih naprava, glavine elektromagnetskih spojki, zupčanike u alatnim strojevima, remenice i tome slično. Ugradbene primjere pokazuje slika 245. Za bočno vođenje izrađuju se igličasti ležaji s rubom (sl. 245b). Igličasti ležaji izrađuju se sa unutarnjim prstenom ili bez njega. U drugom slučaju iglice se gibaju neposredno po kaljenom, brušenom i poliranom rukavcu i time im je potreban još manji prostor (sl. 246a i b). I stijenka provrta kućišta može služiti kao ploha po kojoj se mogu kotrljati iglice. U tom slučaju iglice ne dobivaju ni unutarnji ni vanjski prsten (sl. 246c). Igličasti ležaji mogu se uglavnom usporediti sa cilindrično-valjkastim ležajima NU i ne mogu preuzeti aksijalne sile. Razvijene su, međutim, i konstrukcije s dijelovima kugličnih ležaja (sl. 246d) koje mogu preuzeti aksijalne sile.



Slika 246. Igličasti ležaj bez unutarnjeg prstena i u kombinaciji s aksijalnim kugličnim ležajem
a) s vanjskim prstenom;
b) s ljuskom za igle;
c) samo s vijencem za igle;
d) igličasti ležaj u kombinaciji s aksijalnim kugličnim ležajem, ugrađen u okretnoj bušenoj čahuri

Tablica 80. Dosjedi za ugradnju valjnih ležaja prema DIN 5425 (JUS M.C3.752–768)

Pretpostavka		Tolerancijska polja za vratila					
		Cilindrični provrt ležaja				Stožasti provrt ležaja sa stožastim tuljkom	
		Čisto aksijalno opterećenje	Opterećenje u točki		Obodno opterećenje		
			Pomičnost unutarnjeg prstena		Srednje opterećenje i pogonski uvjeti	Veličina i smjer opterećenja je proizvoljan	
			potrebno	nije neophodno potrebno			
Primjeri		–	Rotori sa nepomičnom osovinom	Zatezne remenice i užnice	Opća strojogradnja, elektromotori, turbine, pumpe, zupčani prijenosnici	Opća strojogradnja	Transmisije

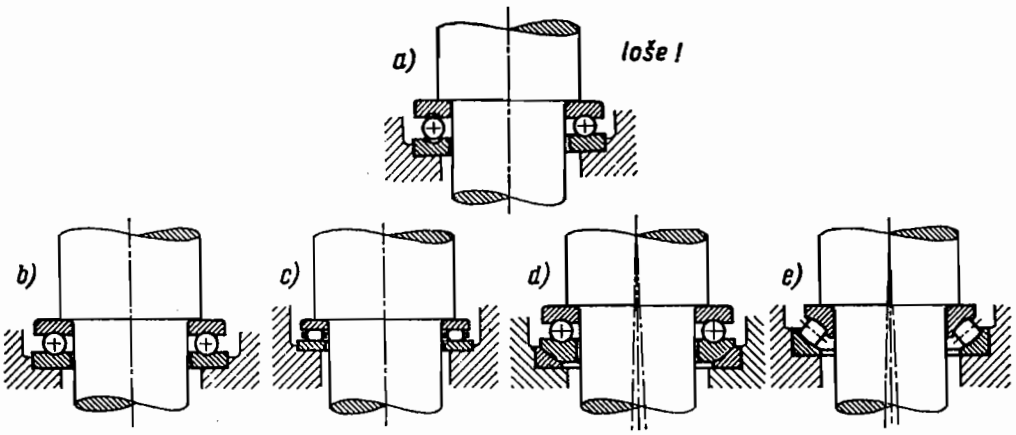
Promjer vratila	Radijalni kuglični ležaj	Za sve promjere			do 18	preko 18 do 100	preko 100 do 140	preko 140 do 200	–	–	Za sve promjere
	Cilindrični i stožasto valjkasti ležaj				–	do 40	preko 40 do 100	preko 100 do 140	preko 140 do 200	–	
	Radijalni samoudesivi valjkasti ležaj				–	do 40	preko 40 do 65	preko 65 do 100	preko 100 do 140	preko 140 do 200	
ISO-tolerancijsko polje		**j 6**	**g 6[1])**	**h 6[1])**	**j 5**	**k 5[2])[3])**	**m 5[2])[3])**	**m 6[1])**	**n 6[4])**	**p 6**	**h 9/IT 5[5])** **h 10/IT 7[5])**

Tolerancijska polja za kućišta

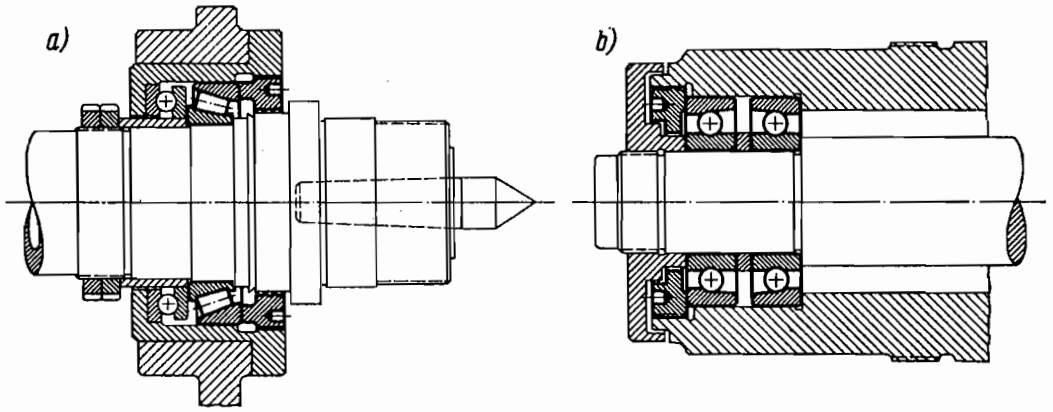
Pretpostavka	**Čisto aksijalno opterećenje**	**Opterećenje u točki**				**Neodređeni smjer opterećenja**		**Obodno opterećenje**		
		Dovod topline kroz vratilo	Srednje opterećenje i pogonski uvjeti	Proizvoljno opterećenje	Udarno opterećenje, mogućnost potpunog rasterećenja	Srednje opterećenje, pomičnost vanjskog prstena: poželjno	Srednje opterećenje, pomičnost vanjskog prstena: nepotrebno	Visoko udarno opterećenje	Malo Srednje i veliko opterećenje	Teško opterećeni ležaji, tankostjena kućišta
	Vanjski prsten je lako pomičan					Vanjski prsten u pravilu još pomičan		Vanjski prsten nepomičan		
Primjeri	Svi ležaji	Cilindar za sušenje	Transmisije	Opća strojo gradnja	Ležaji kotača vozila na tračnicama: nedijeljeni	Ležaji kotača vozila na tračnicama: dijeljeni	Električni strojevi	Glavni ležaj koljenčastog vratila	Valjci transportnih traka, užnica i zateznih remenica	Debelostijene glavine i ležaji klipnjača	Tankostijene glavine
ISO--tolerancijsko polje	**H 8 do E 8**	**G 7**	**H 8**	**H 7**		**J 7[7])**	**J 6**	**K 7**	**M 8**	**N 7**	**P 7**

[1]) Za točno uležištenje predvidjeti kvalitetu 5.
[2]) Ako se za dvoredne kuglične ležaje s kosom dodirnom osi upotrebljava tolerancijsko polje s većim gornjim odstupanjem od j 5, potrebni su ležaji s većom radijalnom zračnošću.
[3]) Za radijalne stožaste ležaje može se u pravilu upotrijebiti k 6 odn. m 6, jer ne treba uzimati u obzir smanjivanje zračnosti ležaja.
[4]) Za vozila na tračnicama treba uzimati počev od 100 mm promjera rukavca kvalitetu n 6.
[5]) h 9/IT 5 znači da odstupanja od točnog geometrijskog kružnog oblika vratila ne smiju prijeći toleranciju kvalitete 5;
h 10/IT 7 znači da odstupanje od točnog geometrijskog kružnog oblika vratila ne smije prijeći toleranciju kvalitete 7.
[6]) Ovo vrijedi za kućišta od sivog lijeva i čelika. Za kućišta od lakih metala treba se u pravilu koristiti tolerancijskim poljima koja daju čvrst dosjed. Za točno uležištenje preporučuje se kvaliteta 6. Za kuglične ležaje s naslonom, čiji plašt ima gornje odstupanje $+1\,\mu m$, treba uzeti slijedeće veće tolerancijsko polje, npr. H 7 umjesto J 7.
[7]) Ako se za dvoredne kuglične ležaje s kosom dodirnom osi upotrebljava tolerancijsko polje s donjim odstupanjem manjim od J 7, onda su potrebni ležaji s većom radijalnom tolerancijom.

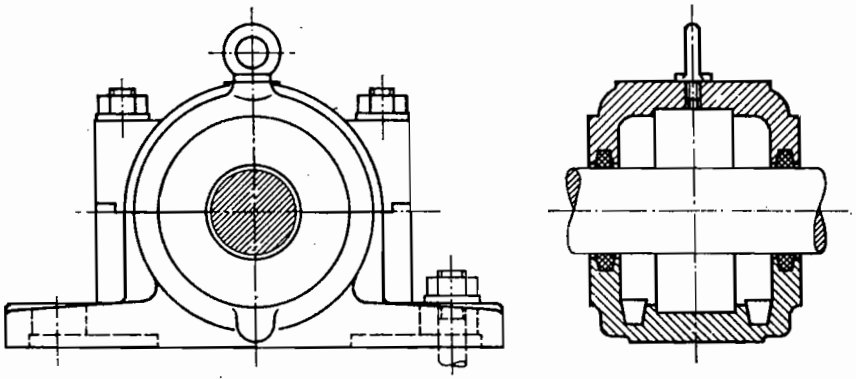
Aksijalni ležaji ne omogućuju radijalno vođenje! Jednu ploču treba centrirati u kućištu, a drugu na rukavcu. *Aksijalni kuglični* i *aksijalni igličasti ležaji* osjetljivi su na pomak osi ležaja (sl. 247a). Kod kutnog pomaka osi pogodne su kuglaste pločice (sl. 247d) ili *samopodesivi aksijalni bačvasti ležaji* (sl. 247e). Ovi posljednji mogu primiti i znatnije radijalne sile. Pri naizmjeničnom djelovanju upotrebljava se *dvosmjerni aksijalni kuglični ležaj* DIN 715 (JUS M.C3.701 i 705) sa tri ploče.



Slika 247. Ugradnja aksijalnih ležaja
a) loša ugradnja aksijalnog kugličnog ležaja *b*) ispravna ugradnja aksijalnog kugličnog ležaja, DIN 711; *c*) aksijalni igličasti ležaj; *d*) aksijalni kuglični ležaj s kuglastom pločicom, DIN 711; *e*) aksijalni samopodesivi bačvasti ležaj



Slika 248. Uležištenje s mogućnošću podešavanja zračnosti
a) stožasto-valjkasti ležaj; *b*) kuglični ležaj s naslonom



Slika 249. Kućište dvodjelnog stojećeg ležaja za valjne ležaje sa stožastim provrtom, i natezne ljuske prema DIN 736 i 737 (JUS M.C3.542) (za valjne ležaje s cilindričnim provrtom vidi DIN 738 i 739)

Stožasti valjkasti ležaj i *radijalni kuglični ležaj s naslonom* (slika 248) u prednosti su zbog mogućnosti podešavanja aksijalne, a kod *a*) i radijalne pogonske zračnosti. Mogu se rastaviti, te posebno ugraditi unutarnji i vanjski prsten. To je korisno naročito pri serijskoj montaži. U prednosti su i kao ležaji koji se mogu aksijalno i radijalno opteretiti. Upotrebljavaju se za uležištenje kotača kod vozila i vretena alatnih strojeva.

Valjni ležaji ugrađuju se i u jednodjelna i dvodjelna *stojeća* ili *prirubna kućišta ležaja*, i to bilo kao čvrsti, bilo kao slobodni ležaji (sl. 249).

5.3.3. Nosivost i vijek trajanja

Kako sa slike 231, strana 221, proizlazi, ležaji moraju prema načinu ugradnje i konstrukciji preuzeti radijalne sile F_r, aksijalne sile F_a ili obije istodobno. U posljednjem slučaju govori se o *kombiniranom opterećenju*. Prigodom proračunavanja pretpostavljamo da je kombinirano opterećenje zamijenjeno kod radijalnih ležaja ekvivalentnom (jednakovrijednom) radijalnom silom F, a kod aksijalnih ležaja ekvivalentnom aksijalnom silom F. Kad bi ova sila djelovala samostalno, onda bi pri dinamičkom opterećenju (okretno gibanje) izazivala isti zamor materijala pri statičkom opterećenju (mirovanje) istu deformaciju, kao kad bi radijalno i aksijalno opterećenje djelovalo zajedno. To se, naravno, odnosi samo na ležaje koji su na temelju oblika izvedbe ugrađeni kao čvrsti, i u stanju su da primaju radijalne i aksijalne sile.

Proračun nosivosti za valjne ležaje je standardiziran po DIN 622 (za sada u pripremi) (JUS M.C3.825–860). Prema tom standardu podrazumijeva se da je **dinamička nosivost** (*vijek trajanja*) nekog ležaja onaj broj okretaja ili broj pogonskih sati, koje ležaj može da izdrži bez znakova zamora materijala na prstenovima, pločama ili valjnim tjelešcima. Zamor materijala počinje s malim pukotinama, koje kasnije prelaze u rupičavost. Da bi se mogao izračunati vijek trajanja ležaja, navedena je za svaki ležaj *dinamička nosivost* C (za radijalne i aksijalne kuglične ležaje, te igličaste ležaje, vidi tablice 81 do 83). Dinamička nosivost je dinamičko ekvivalentno opterećenje pri kojem 90% svih ležaja daje nominalan vijek trajanja od 10^6 okretaja. Ako je ekvivalentno pogonsko opterećenje F manje od dinamičke nosivosti C, onda je vijek trajanja odgovarajuće veći od 10^6 okretaja, naime: $L = 10^6\,(C/F)^x$ pri $x > 1$.

Kod normalnih ležaja s pogonskom temperaturom preko 120 °C javlja se promjena strukture koja deformira ležaj. Da bi se to spriječilo, podvrgavaju se tako opterećeni ležaji posebnom postupku stabilizacije. To dovodi do smanjivanja dinamičke nosivosti. U tom slučaju izračunava se dinamička nosivost uvođenjem *faktora tvrdoće* f_H:

dinamička nosivost (*nominalni vijek trajanja*)

$$L = 10^6 \left(\frac{f_H \cdot C}{F}\right)^x \tag{198}$$

L u okr. nominalni vijek trajanja,

f_H faktor tvrdoće na pogonskoj temperaturi

$t \leqq 150$ °C	200 °C	250 °C	300 °C
$f_H = 1$	0,9	0,75	0,6

C u kN dinamička nosivost normalnog ležaja (vidi tablice 81 do 83),

F u kN dinamičko ekvivalentno opterećenje prema jednadžbi (199), odnosno slijedećim podacima,

x eksponent vijeka trajanja $=3$ za sve kuglične ležaje (točkast dodir), $=10/3$ za sve valjkaste, igličaste, stožaste i bačvaste ležaje (linijski dodir),

Dinamičko ekvivalentno opterećen $F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ (199)

F u kN zamišljeno djelovanje pojedinačne sile koje izaziva jednako veliko opterećenje kao kad djeluju radijalna i aksijalna sila zajedno,

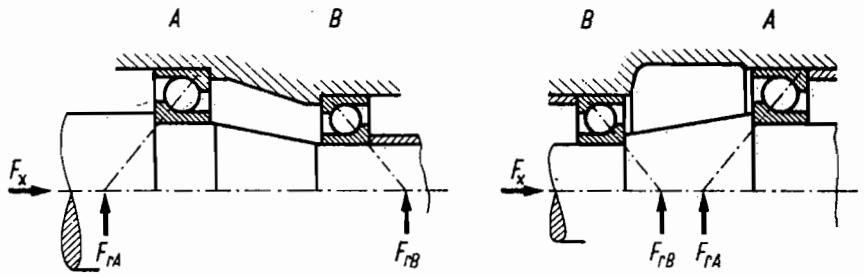
F_r u kN radijalno opterećenje,

F_a u kN aksijalno opterećenje; kod kugličnih ležaja s kosim dodirom ili stožastih ležaja treba uvrštavati F_a prema slijedećim podacima,

X radijalni faktor prema DIN 622 (JUS M.C3.825–860), za kuglične ležaje DIN 625 (JUS M.C3.601) vidi tablicu 84.

Y aksijalni faktor DIN 622 (JUS M.C3.825–860), za kuglične ležaje DIN (JUS M.C3.601) vidi tablicu 84.

Kod igličastih ležaja DIN 617 (ISO 3030 i 3096) i cilindrično-valjkastih ležaja DIN 5412 (JUS M.C3.631) je $F = F_r$, jer ovi ležaji ne mogu prihvatiti, ili mogu prihvatiti samo neznatne aksijalne sile. Za aksijalne kuglične ležaje DIN 711 je $F = F_a$, jer ovi ležaji ne mogu prihvatiti radijalne sile.



Slika 250. Iznalaženje efektivne aksijalne sile F_a kod dvaju kugličnih ležaja s kosim dodirom (ili stožasto-valjkasti ležaj, po *Kugelfischeru*)

Ako se vratilo uležišti u kuglične ležaje s *kosim dodirom* ili u *stožaste ležaje*, javljaju se u njima aksijalne reakcije. Zamišljamo prema slici 250 da su produžene spojne linije dodirnih točaka valjnih tjelešaca (to su one točke preko kojih se vrši prijenos sile između valjnih tjelešaca i prstenova) produžene do osi vratila. Time se na presjecištu određuje položaj radijalnih reakcionih sila F_{rA} i F_{rB}, izazvanih opterećenjem vratila. Uvrštavanjem ovih sila u jednadžbu (199) može se izračunati aksijalna sila F_a, ako je F_x pogonska aksijalna sila vratila, koju mora da prihvati jedan od dva ležaja:

Tablica 81. Dimenzije za kuglične ležaje DIN 625 (JUS M.C3.601) i nosivost prema DIN 622 (JUS M.C3:825–860); vidi i sl. 235 na str. 222

Oznaka provrta	d mm	Serija ležaja **160**				Serija ležaja **60**				Serija ležaja **62**				Serija ležaja **63**				Serija ležaja **64**			
		D mm	B mm	C kN	C_0 kN	D mm	B mm	C kN	C_0 kN	D mm	B mm	C kN	C_0 kN	D mm	B mm	C kN	C_0 kN	D mm	B mm	C kN	C_0 kN
00	10					26	8	2,9	1.56	30	9	4,0	2,24	35	11	6,3	3,6				
01	12					28	8	3,15	1,76	32	10	5,4	3,0	37	12	7,65	4,3				
02	15	32	8	4,05	2,24	32	9	4,4	2,55	35	11	6,1	3,55	42	13	8,8	5,2				
03	17	35	8	4,4	2,6	35	10	4,65	2,85	40	12	7,5	4,4	47	14	10,6	6,3	62	17	18,0	11,0
04	20	42	8	5,1	3,1	42	12	7,35	4,5	47	14	10,0	6,3	52	15	12,5	7,65	72	19	24,0	15,6
05	25	47	8	5,6	3,75	47	12	7,8	5,0	52	15	11,0	7,1	62	17	16,6	10,4	80	21	28,0	19,0
06	30	55	9	8,8	6,0	55	13	10,0	6,7	62	16	15,3	10,0	72	19	22,0	14,6	90	23	33,5	23,2
07	35	62	9	9,65	7,1	62	14	12,5	8,65	72	17	20.0	13,7	80	21	26,0	17,6	100	25	43,0	30.5
08	40	68	9	10,4	8,0	68	15	13,2	9,5	80	18	22.8	16,0	90	23	31.5	22,0	110	27	50,0	37.5
09	45	75	10	12,2	9,5	75	16	15,6	11,8	85	19	25,5	18,0	100	25	41,5	30,0	120	29	60,0	44,0
10	50	80	10	12,5	10,2	80	16	16,3	12,7	90	20	27,5	20,0	110	27	48,0	35,5	130	31	68,0	50,0
11	55	90	11	15,3	12,5	90	18	22,0	17,3	100	21	34,0	25,5	120	29	56,0	42,5	140	33	78,0	60,0
12	60	95	11	15,6	13,4	95	18	21,6	17,6	110	22	37,5	28,5	130	31	64,0	48,0	150	35	85,0	67,0
13	65	100	11	16,6	15,0	100	18	22,4	18,6	20	23	44,0	34,5	140	33	72,0	55,0	160	37	93,0	76,5
14	70	110	13	20,4	18,3	110	20	30,0	25,0	125	24	48,0	38,0	150	35	81,5	63,0	180	42	102	91,5
15	75	115	13	20,8	19,3	115	20	31,0	26,5	130	25	52,0	41,5	160	37	83,0	72,0	190	45	120	110
16	80	125	14	25,0	23,6	125	22	37,5	32,0	140	26	57,0	45,5	170	39	90,0	73,5	200	48	127	120
17	85	130	14	25,0	23,6	130	22	39,0	34,0	150	28	65,5	54,0	180	41	98,0	85,0	210	52	134	132
18	90	140	16	30,5	29,0	140	24	45,5	40,0	160	30	72,0	61,0	190	43	106	91,5	225	54	146	146
19	95	145	16	31,5	31,0	145	24	47,5	42,5	170	32	85,0	71,0	200	45	112	102				
20	100	150	16	34,5	33,5	150	24	47,5	42,5	180	34	96,5	80,0	215	47	129	122				
21	105	160	18	31,5	32.5	160	26	56,0	51,0	190	36	104	91,5	225	49	137	134				
22	110	170	19	45,0	43,0	170	28	63,0	57,0	200	38	112	102	240	50	150	150				
24	120	180	19	48,0	48,0	180	28	65,5	61,0	215	40	114	102	260	55	163	170				
26	130	200	22	61,0	62,0	200	33	83,0	78,0	230	40	122	114	280	58	180	196				
28	140	210	22	55,0	60,0	210	33	85,0	85,0	250	42	129	125	300	62	200	224				
30	150	225	24	67,0	72,0	225	35	96,5	96,5	270	45	134	132	320	65	216	255				
32	160	240	25	71,0	76,5	240	38	108	110	290	48	143	150								
34	170	260	28	93,0	98,0	260	42	132	137	310	52	166	183								
36	180	280	31	108	114	280	46	146	156	320	52	176	200								
38	190	290	31	116	127	290	46	153	170	340	55	186	216								
40	200	310	34	132	146	310	51	166	190	360	58	212	255								

Tablica 82. Dimenzije aksijalnih kugličnih ležaja DIN 711 i nosivost prema DIN 622 (JUS M.C3.825—860); vidi i sl. 235 na str. 223

Oznaka provrta	d_w mm	Serija ležaja **511**				Serija ležaja **512**				Serija ležaja **513**				Serija ležaja **514**			
		D_g mm	H mm	C kN	C_0 kN	D_g mm	H mm	C kN	C_0 kN	D_g mm	H mm	C kN	C_0 kN	D_g mm	H mm	C kN	C_0 kN
00	10	24	9	7,8	11,4	26	11	10.0	14,0								
01	12	26	9	8,0	12,5	28	11	10,4	15,3								
02	15	28	9	8,3	13,7	32	12	12,2	20,0								
03	17	30	9	9,0	16,0	35	12	12,7	22,0								
04	20	35	10	11,8	21,6	40	14	17,3	30,5								
05	25	42	11	14,3	29,0	47	15	21.6	40.5	52	18	28,0	50.0	60	24	44,0	72,0
06	30	47	11	14.6	32,5	52	16	22,4	45,0	60	21	33.5	64.0	70	28	57,0	102
07	35	52	12	15,6	38,0	62	18	30,5	64,0	68	24	43,0	86,5	80	32	63,0	127
08	40	60	13	21,2	51,0	68	19	34,5	76,5	78	26	54,0	110	90	36	88,0	166
09	45	65	14	21,6	56,0	73	20	36,5	85,0	85	28	63,0	134	100	39	102	200
10	50	70	14	22,4	61,0	78	22	37,5	91,5	95	31	73,5	153	110	43	125	245
11	55	78	16	27,0	73,5	90	25	55,0	132	105	35	93,0	200	120	48	140	285
12	60	85	17	32,5	91,5	95	26	56,0	137	110	35	96,5	216	130	51	166	355
13	65	90	18	32,5	96,5	100	27	58,5	156	115	36	100	232	140	56	180	390
14	70	95	18	33,5	102	105	27	60,0	163	125	40	116	275	150	60	196	455
15	75	100	19	34,5	112	110	27	61,0	173	135	44	134	315	160	65	208	490
16	80	105	19	35,5	116	115	28	62,0	180	140	44	137	340	170	68	228	560
17	85	110	19	36,0	125	125	31	75,0	220	150	49	156	405	180	72	240	620
18	90	120	22	46,5	153	135	35	91,5	270	155	50	156	405	190	77	255	670
20	100	135	25	67,0	216	150	38	114	325	170	55	186	490	210	85	310	880
22	110	145	25	68,0	232	160	38	120	365	190	63	208	585	230	95	365	1080
24	120	155	25	69,5	250	170	39	120	375	210	70	245	720	250	102	405	1270
26	130	170	30	81,5	285	190	45	160	490	225	75	260	780	270	110	450	1460
28	140	180	31	83,0	310	200	46	160	510	240	80	290	930	280	112	455	1530
30	150	190	31	85,0	335	215	50	176	600	250	80	300	1000	300	120	500	1760
32	160	200	31	88,0	355	225	51	180	620	270	87	345	1200				
34	170	215	34	106	415	240	55	212	735	280	87	355	1290				
36	180	225	34	106	430	250	56	216	765	300	95	380	1400				
38	190	240	37	134	530	270	62	250	915	320	105	450	1730				
40	200	250	37	134	550	280	62	255	965	340	110	490	1960				
44	220	270	37	137	600	300	63	260	1040								
48	240	300	45	186	800	340	78	335	1430								
52	260	320	45	190	865	360	79	345	1560								
56	280	350	53	250	1120	380	80	355	1630								
60	300	380	62	285	1320	420	95	455	2240								
64	320	400	63	300	1430	440	95	465	2360								
68	340	420	64	305	1560	460	96	475	2450								
72	360	440	65	310	1630	500	110	585	3150								

Za **ležaj A,** ako je $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leqq \frac{F_{rB}}{Y_A}$ ili ako je $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_A}$ i $F_x > 0{,}5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$ je:

$$F_a = F_x + 0{,}5\,\frac{F_{rB}}{Y_B}.$$

Za ležaj B je u oba slučaja $F_a = 0$

Za **ležaj B,** ako je $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ i $F_x \leqq 0{,}5\left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B}\right)$ je:

$$F_a = 0{,}5\,\frac{F_{rA}}{Y_A} - F_x$$

Za ležaj A je u tom slučaju $F_a = 0$.

Y_A je aksijalni faktor za ležaj A, Y_B za ležaj B, kada je $F_a/F_r > e$ (vidi DIN 622 ili katalog valjnih ležaja).

Vijek trajanja L_h izražen brojem pogonskih sati dobiva se iz dinamičke nosivosti izražene brojem okretaja iz slijedeće jednadžbe:

$$\textit{nominalni vijek trajanja} \quad L_h = \frac{L}{\frac{n}{\text{min}^{-1}}\,60}\,h \tag{200}$$

Tablica 83. Dimenzije igličastih ležaja DIN 617 (ISO 3030 i 3036) i nosivost prema DIN 622 (JUS M.C3.825-860) i *INA-igličasti ležaji* (vidi sl. 232e i 245)

Oznaka provrta	d	Serija ležaja NA 49				Serija ležaja NA 69				Oznaka provrta	d	Serija ležaja NA 48			
	mm	D mm	B mm	C kN	C_0 kN	D mm	B mm	C kN	C_0 kN		mm	D mm	B mm	C kN	C_0 kN
00	10	22	13	7,35	5,4	dvoredni od 07				22	110	140	30	73,5	112
01	12	24	13	8,15	6,3					24	120	150	30	76,5	122
02	15	28	13	9,3	7,65	24	22	13,3	11,6	26	130	165	35	91,5	156
03	17	30	13	9,5	8,15	28	23	15,1	14,3	28	140	175	35	95,0	162
04	20	37	17	17,3	13,7	30	23	16,3	16,1	30	150	190	40	116	196
05	25	42	17	19,6	16,6	37	30	29,5	27,5	32	160	200	40	120	208
06	30	47	17	20,8	18,6	42	30	32,5	31,5	34	170	215	45	15o	255
07	35	55	20	27,0	26,5	47	30	36,5	38,0	36	180	225	45	156	270
08	40	62	22	36,0	36,5	55	36	42,0	47,5	38	190	240	50	176	325
09	45	68	22	38,0	39,5	62	40	58,0	64,0	40	200	250	50	180	340
10	50	72	22	40,5	42,5	68	40	60,0	68,0	44	220	270	50	190	375
11	55	80	25	50,0	53,0	72	40	62,0	74,0	48	240	300	60	265	550
12	60	85	25	52,0	57,0	80	45	77,0	93,0	52	260	320	60	280	590
13	65	90	25	53,0	59,0	85	45	81,0	101	56	280	350	69	355	650
14	70	100	30	72,0	83,0	90	45	82,0	104	60	300	380	80	480	910
15	75	105	30	73,5	86,5	100	54	113	145	64	320	400	80	490	950
16	80	110	30	76,5	91,5	105	54	114	150	68	340	420	80	500	990
17	85	120	35	95,0	122	110	54	119	160	72	360	440	80	510	1020
18	90	125	35	98,0	129	120	63	146	215	76	380	480	100	830	1510
19	95	130	35	100	134	125	63	151	228						
20	100	140	40	112	144	130	63	153	234						
22	110	150	40	116	154										
24	120	165	45	150	210										
26	130	180	50	175	243										
28	140	190	50	180	260										

L_h u h	nominalni vijek trajanja ležaja (uobičajene vrijednosti vijeka trajanja vidi u tablici 85),
L okretaja	vijek trajanja prema (198),
n u min^{-1}	pogonska brzina vrtnje ležaja.

Ovaj nominalni vijek trajanja L_h je posve računska veličina. *Vijek trajanja upotrebe* ležaja može se znatno razlikovati od spomenute računske veličine. Ako se, naime, za cijelo vrijeme rada pojavljuju kolebanja opterećenja, tj. da je ležaj povremeno manje opterećen (na primjer kod dizala), onda je vijek trajanja upotrebe ležaja razmjerno duži. Ako ležaj ne radi neprekidno, nego s prekidima, njegov se vijek trajanja upotrebe također povećava. Nečistoće dospjele u ležaj, manjkavosti podmazivanja ili djelovanje korozije zbog kondenziranja vode, mogu dovesti do prijevremenog trošenja i time do povećanja pogonske zračnosti. Time se povećava šumnost ležaja, snižuje točnost vođenja i smanjuje vijek upotrebe.

Statička nosivost je ono statičko opterećenje koje na valjnom tjelešcu u dodiru s valjnom stazom izaziva na mjestu dodira trajnu deformaciju, koja još ne smanjuje funkciju ležaja. Praksa je pokazala da ova sila kao *statička nosivost* C_0 ležaja smije biti tako velika da deformacija valjnog tijela dostigne veličinu od 1/10000 promjera. Ako se ležaj nakon statičkog opterećenja,

Tablica 84. Radijalni faktor X i aksijalni faktor Y prema DIN 622 (JUS M.C3.825 – 860) za radijalne kuglične ležaje prema DIN 625 (JUS M.C3.601)

F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Kod $F_a/F_r >$ je $Y=$	2,3	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
Kod $F_a/F_r > e$ je $X=0{,}56$. Kod $F_a/F_r \leqq e$ je $X=1$ i $Y=0$.									

Tablica 85. Uobičajena trajnost valjnih ležaja

Pogon	Nazivno trajanje u satima	Pogon	Nazivno trajanje u satima
Električni aparati za domaćinstvo	1000 ... 2000	Ležaji brodskih vratila	80000
Mali ventilatori	2000 ... 4000	Za brodske prijenosnike	20000 ... 30000
Mali elektromotori do 4 kW	8000 ... 10000	Poljoprivredni strojevi	3000 ... 6000
Elektromotori srednje snage	10000 ... 15000	Mala dizala	5000 ... 10000
Veliki stacionarni elektromotori	20000 ... 30000	Univerzalni prijenosnici	8000 ... 15000
Električni strojevi u opskrbnim pogonima	50000 i više	Prijenosnici alatnih strojeva	20000
Mali motocikli	600 ... 1200	Pomoćni strojevi u proizvodnji	7500 ... 15000
Jači motocikli, putnički automobili	1000 ... 2000	Mali valjački stanovi	5000 ... 6000
Teški putnički automobili, laka teretna vozila	1500 ... 2500	Veliki viševaljački stanovi	8000 ... 10000
Teška teretna vozila, autobusi	2000 ... 5000	Pila jarmača (gater)	10000 ... 15000
Osovinski ležaji za:		Oklopni uređaji u rudarstvu	4000 ... 10000
transportna vozila	5000	Ventilatori za rudarstvo	40000 ... 50000
tramvaje	20000 ... 25000	Bubanj za uže izvoznog stroja u rudarstvu	40000 ... 60000
putničke vagone	25000	Strojevi za papir	50000 ... 80000
teretne vagone	35000	(postrojenja za sušenje)	i više
lokomotive	20000 ... 40000	Mlinovi čekićari	20000 ... 30000
Prijenosnici motornih čamaca	3000 ... 5000	Preše za brikete	20000 ... 30000
Aksijalni ležaji brodskih propelera	15000 ... 25000		

dakle nakon opterećenja za vrijeme mirovanja, okreće malom brzinom vrtnje i ako u pogledu mirnoće hoda nisu veliki zahtjevi, mogu se tolerirati i znatno veće plastične deformacije. Kod naročito velikih zahtjeva na mirnoću hoda i tarne karakteristike, plastične deformacije moraju biti manje. Za prosuđivanje služi

karakteristika $$f_s = C_0/F_0 \qquad (201)$$

f_s karakteristika statičkog opterećenja. Uobičajeno je $f_s = 1{,}2$ do $2{,}5$ za visoke, $f_s = 0{,}8$ do $1{,}2$ za normalne i $f_s = 0{,}5$ do $0{,}8$ za male zahtjeve na mirnoću hoda i tarne karakteristike,
C_0 u kN statička nosivost ležaja (tablice 81 do 83),
F_0 u kN statičko ekvivalentno opterećenje ležaja prema jednadžbi (202).

Statičko ekvivalentno opterećenje $$F_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \qquad (202)$$

F_0 u kN zamišljeno djelovanje pojedinačne sile koje izaziva jednako veliko opterećenje kao kad djeluju radijalna i aksijalna sila zajedno,
F_{r0} u kN statičko radijalno opterećenje,
F_{a0} u kN statičko aksijalno opterećenje,
X_0 radijalni faktor prema DIN 622 (JUS M.C3.825–860), za kuglične ležaje DIN 625 (JUS M.C3.601) je $X_0 = 0{,}6$, ali uvijek $F_0 \geqq F_{r0}$,
Y_0 aksijalni faktor prema DIN 622 (JUS M.C3.825–860), za kuglične ležaje DIN 625 (JUS M.C3.601) je $Y_0 = 0{,}5$.

Kod igličastih ležaja DIN 617 (ISO 3030 i 3096) i cilindrično-valjkastih ležaja DIN 5412 (JUS M.C3.631) je $F_0 = F_{r0}$, jer oni ne mogu prihvatiti ili mogu prihvatiti samo neznatne aksijalne sile. Za aksijalne kuglične ležaje DIN 711 je $F_0 = F_{a0}$ jer ovi ležaji ne mogu prihvatiti radijalne sile.

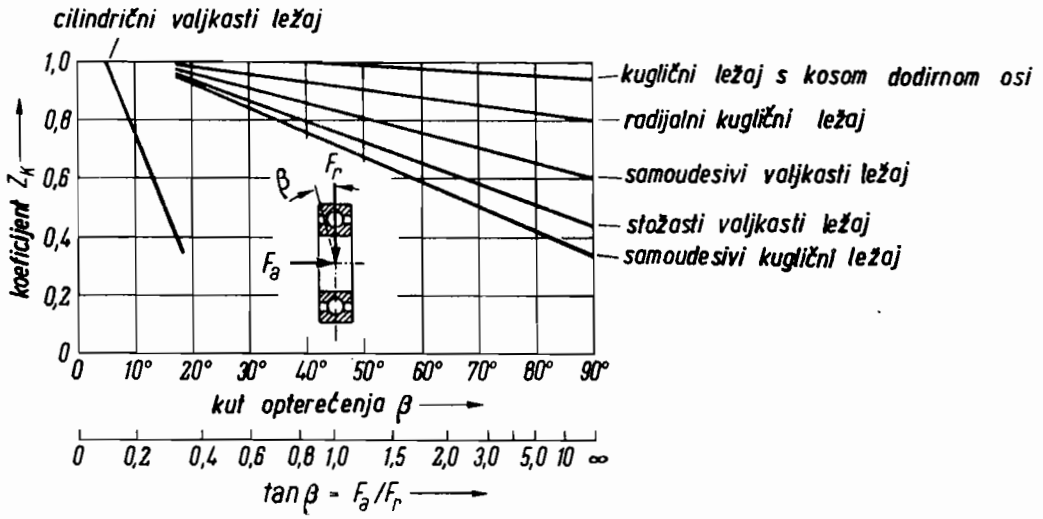
5.3.4. Granična brzina vrtnje

Što je veća brzina kotrljanja valjnih tjelešaca, to više rastu gubici zbog trenja i zagrijavanja. Nepoželjni su i utjecaji centrifugalne sile, koja valjna tjelešca tlači prema van. Radi toga je svakom normalnom ležaju ograničena maksimalna brzina vrtnje.

Granična brzina vrtnje $$n_g = \frac{Z_s \cdot Z_K \cdot N}{\frac{D}{\text{mm}} - 10} \qquad (203)$$

n_g u min^{-1} granična brzina vrtnje za normalne ležaje,
Z_s faktor kojim se uzima u obzir vrst podmazivanja i veličina ležaja:
podmazivanje mašću: $Z_s = 3$ za $D < 30$ mm,
$= 1$ za $D \geqq 30$ mm,
podmazivanje uljem: $Z_s = 3{,}75$ za $D < 30$ mm,
$= 1{,}25$ za $D \geqq 30$ mm,
Z_K faktor kojim se uzima u obzir kombinirano opterećenje, prema slici 251,
N u min^{-1} konstanta brzine vrtnje u ovisnosti o vrsti ležaja, prema tablici 86,
D u mm vanjski promjer leža)a (vidi tablice 81 do 83). Za $D = 10$ mm vidi katalog valjnih ležaja.

Granična brzina vrtnje prema jednadžbi (203) vrijedi *samo za ležaje u normalnoj izvedbi* ako je $F_r \leqq 0{,}1\,C$ kod radijalnih ležaja, i $F_a \leqq 0{,}1\,C$ kod aksijalnih ležaja! Ako ležaji moraju raditi sa $n > n_g$, onda se upotrebljavaju ležaji s povišenom točnošću vrtnje. Posebni kavezi i poboljšanja pri podmazivanju i hlađenju pridonose povišenju granične brzine vrtnje. Zbog toga je potrebno savjetovanje s proizvođačima valjnih ležaja.



Slika 251. Koeficijent Z_K za kombinirano opterećenje u ovisnosti o odnosu opterećenja F_a/F_r (prema *Kugelfischeru*)

Tablica 86. Konstantna brzina vrtnje N u ovisnosti od vrste valjnih ležaja (prema *Kugelfischer*-u)

	Izvedba ležaja		N min^{-1}
Radijalni ležaj	Radijalni kuglični ležaj	jednoredni	500000
		jednoredni s brtvenom pločom	360000
		dvoredni	320000
	Kuglični ležaj s naslonom		500000
	Kuglični ležaj s kosom dodirnom osi	jednoredni	500000
		jednoredni, u parovima ugrađen	400000
		dvoredni	360000
	Ležaj s 4 dodirne točke		400000
	Samoudesivi kuglični ležaj		500000
	Samoudesivi kuglični ležaj	sa širokim unutarnjim prstenom	250000
	Cilindrični valjkasti ležaj	jednoredni	500000
		dvoredni	500000
	Igličasti ležaj	jednoredni	300000
		dvoredni	200000
	Stožasti-valjkasti ležaj		320000
	Bačvasti ležaj		220000
	Samoudesivi valjkasti ležaj	serija 213	220000
		serija 222, 223	320000
		ostali	250000
Aksijalni ležaj	Aksijalni kuglični ležaj		140000
	Aksijalni kuglični ležaj s kosom dodirnom osi		220000
	Aksijalni-cilindrični valjkasti ležaj		90000
	Aksijalni-samoudesivi valjkasti ležaj (podmazivanje samo uljem)		220000
	Aksijalni igličasti ležaj		180000

5.3.5. Podmazivanje

Potpuno odvajanje površina nalijeganja valjnih tjelešaca i valjne staze pomoću nosivog uljnog sloja, zbog kotrljajućeg gibanja valjnih tijela nema ni približno tu važnost kao kod kliznih ležaja. U većini slučajeva postiže se pogonski sigurno podmazivanje s mastima i uljima proizvoljne konzistencije, odnosno viskoziteta.

Podmazivanje mašću: Zbog jednostavnog brtvenja i laganog naknadnog podmazivanja valjni ležaji podmazuju se pretežno mastima. O upotrebljivosti pojedinih vrsta masti prema pogonskoj temperaturi vidi 5.1.2. strana 189.

Firma *Kugelfischer* daje slijedeći izbor masti: kod $n/n_g \leqq 1$ i kada je $f \cdot F/C \leqq 0{,}16$, dolaze u obzir normalne masti za valjne ležaje prema DIN 51825, kod $n/n_g = 0{,}3$ do $0{,}5$ i $f \cdot F/C \geqq 0{,}16$ visokotlačne masti (npr. kompleksna mast na bazi kalcijeva sapuna), kod $n/n_g > 1$ masti za brzohodne ležaje (npr. kompleksna mast na bazi barijeva sapuna ili polikarbamidna mast). Ovdje f označava *faktor opterećenja* i to $f = 1$ za proizvoljno opterećene kuglične ležaje, te za pretežno radijalno opterećene cilindrično-valjkaste ležaje ($F_a/F_r \leqq 1$), a $f = 2$ za pretežno aksijalno opterećene cilindrično-valjkaste ležaje ($F_a/F_r > 1$).

Ako trenje u ležaju mora da bude naročito maleno, ako su potrebni npr. mali pomaci podešavanja, a ovi moraju da uslijede bez trzaja, ili ako pogonski stroj treba pretežno da savlada trenje u ležajima, onda se bira *mekana mast*. To vrijedi i onda ako se mora naglo krenuti iz hladnog stanja. Mekane masti upotrebljavaju se i tamo gdje se mast mora tlačiti kroz duge kanale do mjesta za podmazivanje. *Kruće masti*, naprotiv, imaju prednost tamo gdje šumnost treba da bude što manja. To vrijedi i onda ako mazivo na izlazu vratila treba da stvara vijenac za brtvenje, da bi spriječio ulaz prašine, stranim tijelima i vodi.

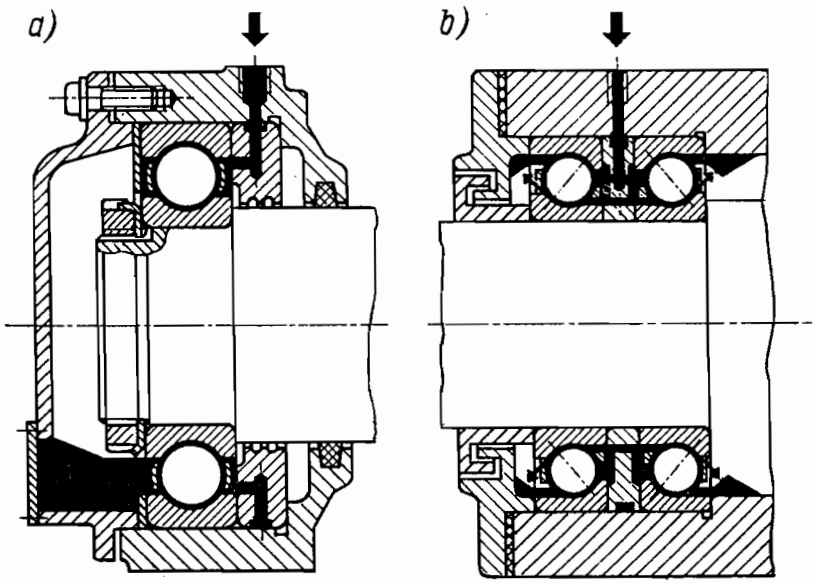
Ako postoji opasnost da mast zbog svoje težine izlazi iz ležaja, kao npr. kod vertikalnih vratila, a naročito onda kada mast omekša zbog povišene temperature, tada treba odabrati *mast s dobrom prionljivošću* i za više temperature.

Za sada je trend za *for-life podmazivanje*. To znači jednokratno podmazivanje za cijeli vijek trajanja ležaja. Za to su potrebne masti valjno stabilne i otporne na starenje. Budući da masti na višim temperaturama brzo stare, valja upotrebljavati one kojih je radna temperatura znatno iznad očekivane pogonske temperature. Za to su pogodne mazive masti na bazi litija ili druge specijalne masti.

Količina masti kojom treba puniti ležaje pretežno se ravna prema pogonskoj brzini vrtnje. Šupljine u samom ležaju trebalo bi uvijek napuniti, kako bi funkcionalno bitne površine stalno dobivale mazivo. Prostor u kućištu pored ležaja treba da je kod $n/n_g < 0{,}2$ pun, kod $n/n_g = 0{,}2$ do $0{,}8$ napunjen do jedne trećine, a kod $n/n_g > 0{,}8$ treba da ostaje prazan. Pri maloj brzini vrtnje ne odražava se trenje valjanja masti štetno, tako da veća količina masti omogućava produženje rokova za dodavanje masti. Valjni ležaji s obostranim

brtvenim pločama pune se mašću samo sa 20 do 30%. To je najčešće dovoljno za cijeli vijek trajanja ležaja.

Slika 252 pokazuje primjere ležaja podmazanih mašću. Prema slici 252a pored ležaja nalazi se debela ploča s provrtima kroz koje se dovodi mast do valjnih tijela. Pri naknadnom dodavanju masti sakuplja se stara istisnuta mast u jednoj komori, odakle je treba odstraniti od vremena do vremena. Mašću se puni i komora lijevo od pustenog prstena, kako bi se poboljšalo brtvenje. Na slici 252b leži debela ploča između dva ležaja. Kroz njene provrte mogu se



Slika 252. Podmazivanje mašću kod valjnih ležaja (prema *Kugelfischeru*)
a) jednog kugličnog ležaja; *b*) dvaju kugličnih ležaja s kosim dodirom

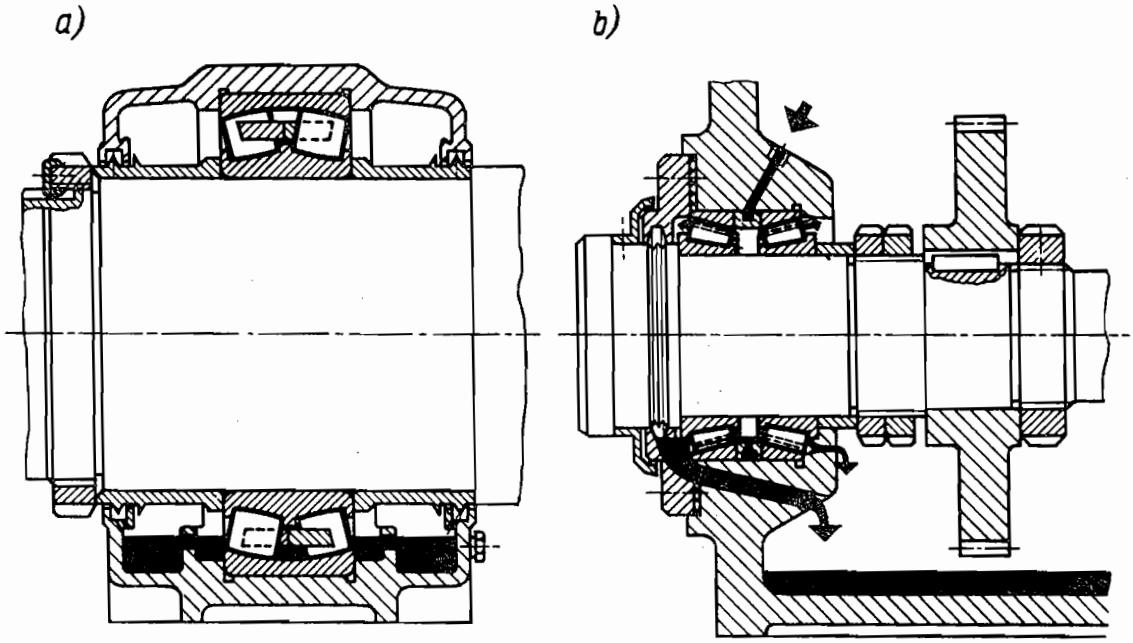
opskrbiti mašću oba ležaja do visine valjnih tjelešaca. Mast se ne može nagomilavati zbog djelovanja centrifugalne sile (vidi strelice), jer se ona transportira prema van.

Podmazivanje uljem: Za *minimalno podmazivanje,* koje uglavnom zadovoljava, upotrebljavaju se pretežno mali pumpni agregati, koji istodobno opskrbljuju mnoga mjesta i svakom ležaju prema veličini i brzini vrtnje dopremaju kroz provrte oko 0,1 do 5 cm^3 ulja/min.

Za podmazivanje brzohodnih ležaja pokazalo se kao pouzdano *podmazivanje uljnom maglom.* Komprimirani zrak dovodi se preko usisne cijevi, čiji je donji kraj uronjen u uljnu kupku. Zračna struja diže i vuče za sobom male kapljice ulja. Zrak zasićen uljem dovodi se pomoću cijevnih vodova, koji završavaju tik kraj valjnih tjelešaca, do ležaja. Podmazivanje uljnom maglom ima prednost da zračna struja hladi istodobno ležaj, a svojim pretlakom sprečava ulazak prašine i stranih tijela.

U oba spomenuta slučaja ulje se vraća u sabirne rezervoare.

Jednostavno i sigurno je *podmazivanja uronjavanjem* (sl. 253a). Pri svakom okretaju valjna tjelešca se navlaže uljem. Donje valjno tjelešce smije biti uronjeno samo do polovine u ulje. Kod više razine ulja dolazilo bi do pjenjenja ulja i povišenja temperature. Zbog toga ulje brže stari. Samo kod $n/n_g < 0{,}4$ može se puniti više ulja. U prijenosnicima za podmazivanje valjnih ležaja obično zadovoljava samo ono ulje koje zupčanici rasprskavaju. Treba utvrditi da li rasprskavano ulje dolazi stvarno do ležaja, na primjer preko posebnih žlijebova ili rebara na stijenkama kućišta.



Slika 253. Podmazivanje uljem kod valjnih ležaja (prema *Kugelfischeru*)
a) podmazivanje uronjavanjem; *b*) optočno podmazivanje

Ako pri srednjoj ili velikoj brzini vrtnje i visoke okolne temperature treba odvoditi toplinu, onda se *optočnim podmazivanjem* mogu dopremiti velike količine ulja (sl. 253b). Budući da svaki valjni ležaj pruža izvjestan otpor protoku ulja, kroz ležaj se ne može protlačiti proizvoljna količina ulja. Računa se otprilike da kod

D =	30	50	100	200	500	1000	mm
$\dot{V}_{ulja}$ =	0,001	0,003	0,01	0,05	0,3	0,5	dm^3/min
$\dot{V}_{hl}$ =	0,003	0,07	0,3	1	7	12	dm^3/min

Ovdje je $\dot{V}_{ulja}$ dovoljan volumen protoka ulja za podmazivanje, a $\dot{V}_{hl}$ maksimalno mogući volumen protoka ulja za hlađenje (kod nesimetričnih ležaja nešto više). Najjednostavnije je ako se ulje na jednoj čeonoj strani ležaja dovodi provrtom ili cijevi, a s druge, čeone strane, otječe preko kanala ili izravno u sabirni rezervoar.

6. BRTVENJE LEŽAJA I VRATILA

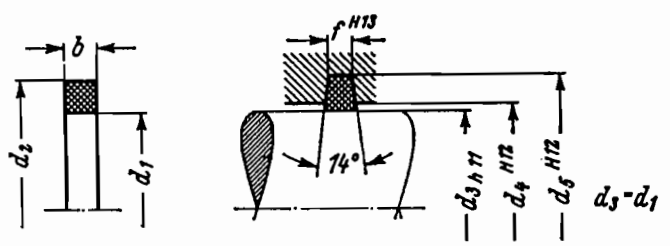
6.1. Brtvenje protiv izlaza masti

6.1.1. Brtve s brusnim djelovanjem

Brtvila sprečavaju izlaz maziva, te prodiranje stranih tijela, nečistoće, prašine i tome slično.

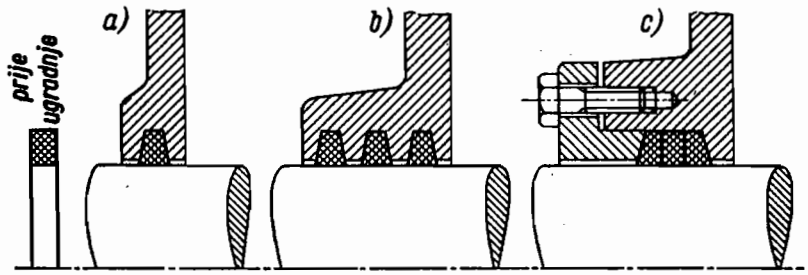
Za brtvenje dvodjelnih i višedjelnih, te jednodjelnih ležaja do srednjih brzina vrtnje dovoljni su *prsteni od pusta* DIN 5419 (sl. 254a, tablica 87).

Tablica 87. Dimenzije u mm brtvenih prstena od pusta i utora prema DIN 5419



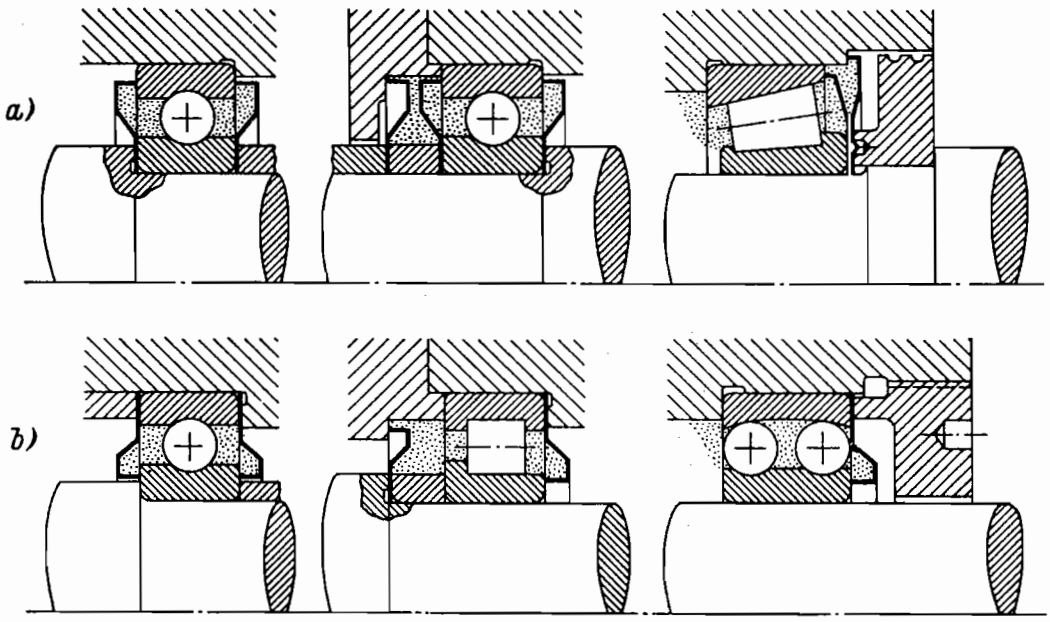
d_1	17	20	25	26	28	30	32	35	36	38	40	42	45	48	50	52
d_2	27	30	37	38	40	42	44	47	48	50	52	54	57	64	66	68
b	4		5											6,5		
d_4	18	21	26	27	29	31	33	36	37	39	41	43	46	49	51	53
d_5	28	31	38	39	41	43	45	48	49	51	53	55	58	65	67	69
f	3		4											5		
d_1	55	58	60	65	70	72	75	78	80	82	85	88	90	95	100	105
d_2	71	74	76	81	88	90	93	96	98	100	103	108	110	115	124	129
b	6,5				7,5							8,5			10	
d_4	56	59	61,5	66,5	71,5	73,5	76,5	79,5	81,5	83,5	86,5	89,5	92	97	102	107
d_5	72	75	77	82	89	91	94	97	99	101	104	109	111	116	125	130
f	5				6							7			8	
d_1	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	180	
d_2	134	139	144	153	158	163	172	177	182	187	192	197	202	207	212	
b	10			11			12									
d_4	112	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	167	172	177	182	
d_5	135	140	145	154	159	164	173	178	183	188	193	198	203	208	213	
f	8			9			10									

Prije ugradnje natapaju se vrelim uljem. Trapezasti žljebovi u kućištu deformiraju pravokutni presjek prstena i tlače ga prema vratilu. Kako tlak vremenom popušta, prsteni se kao brtvila za ulje mogu upotrebljavati samo u spoju s drugim elementima brtvenja. Djelovanje im se može pojačati postavljanjem više prstenova jedan iza drugog (sl. 254b). Još je bolje *brtvenje s brtvenicama* (sl. 254c), kod kojih prirubnica drži pod tlakom prstene od pusta. Trenje je kod ovih svakako veće, pa se preporučuju samo za male brzine vrtnje.



Slika 254. Brtvenje pomoću prstena od pusta
a) s jednim prstenom; *b*) s prstenima poređanim jedan iza drugog; *c*) s tri prstena u jednoj brtvenici

Za valjne ležaje pokazali su se dobrim tzv. *Nilos-prsteni* (sl. 255). Izrađuju se i za vanjsko brtvenje (sl. 255a) i za unutarnje brtvenje (sl. 255b). Jedan brid prstena tlači na vanjski, odnosno na unutarnji prsten ležaja i u njemu izbrusi brtveni žlijeb. Nilos-prsteni su osjetljivi na udare. Već zbog malih izbočina postaju neupotrebljivi. Ugradnja mora da bude veoma brižljiva. Prednost im je, osim jeftinoće, laka i jednostavna montaža.

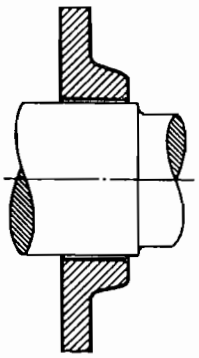


Slika 255. Nilos-prsteni za brtvenje valjnih ležaja (Ziller & Co, Düsseldorf)
a) brtvenje na vanjskom prstenu ležaja; *b*) brtvenje na unutarnjem prstenu ležaja

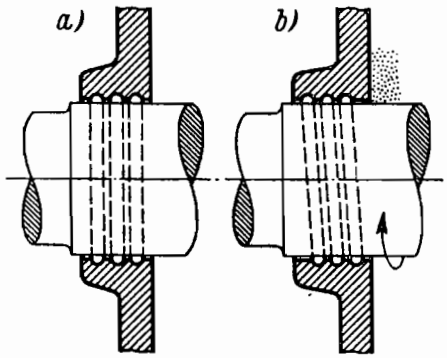
Radijalni brtveni prsteni su za brtvenje masti upotrebljivi samo uz određene uvjete (pobliže vidi 6.2.1.).

6.1.2. Bezdodirno brtvenje

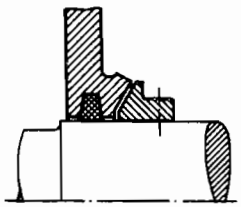
Do bezdodirnog brtvenja dolazi zbog nastalog vrtloženja koje sprečava izlaz ili zbog zaustavljanja nakupljena maziva u nekom rasporu. *Jednostavno brtvenje zračnošću* (*rasporom*) (sl. 256) može se upotrebljavati samo pri maloj brzini vrtnje i neznatnom zagrijevanju, jer mast u rasporu mora da zadrži konzistentnost. Djelotvornije je *brtvenje sa žljebovima* (sl. 257) u kojima se stvara brtveni masni jastučić. Zavojni žljebovi moraju biti prilagođeni smjeru vrtnje (sl. 257b). Mast treba da se pri okretanju vratila tlači u smjeru ležaja. Uobičajene su širine brtvenih raspora 0,1 do 0,15 mm.



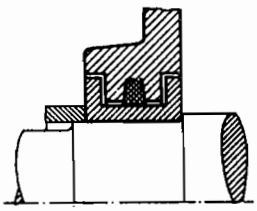
Slika 256. Jednostavno brtvenje rasporom



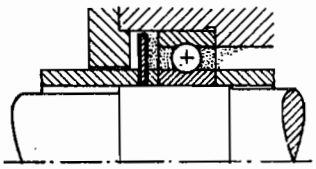
Slika 257. Žljebovi: *a*) koncentrični; *b*) u obliku zavojnice



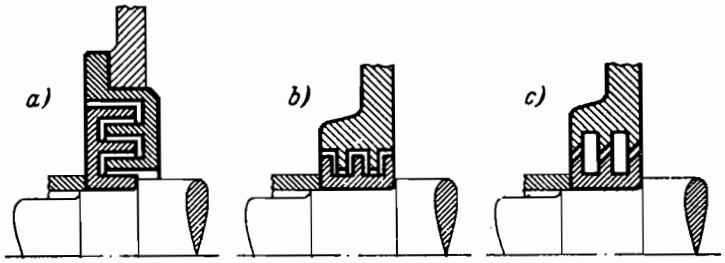
Slika 258. Prsten sa centrifugalnim djelovanjem postavljen ispred prstena od pusta



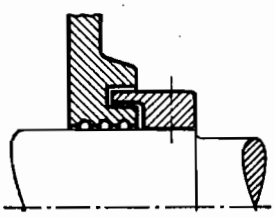
Slika 259. Prsten od pusta i labirintno brtvenje kod dvodjelnog kućišta



Slika 260. Jednostavna ploča smještena iza ležaja



Slika 261. Labirintno brtvenje
a) aksijalni labirint; *b*) radijalni labirint kod dvodjelnog kućišta; *c*) aksijalni labirint za osovine uležištene u samoudesive ležaje



Slika 262. Brtvenje žljebovima za mast i jednostavnim labirintom

Brtvila s prstenom od pusta mogu se poboljšati *prstenima s centrifugalnim djelovanjem* (sl. 258). Mast koja izlazi biva djelovanjem centrifugalne sile odbačena

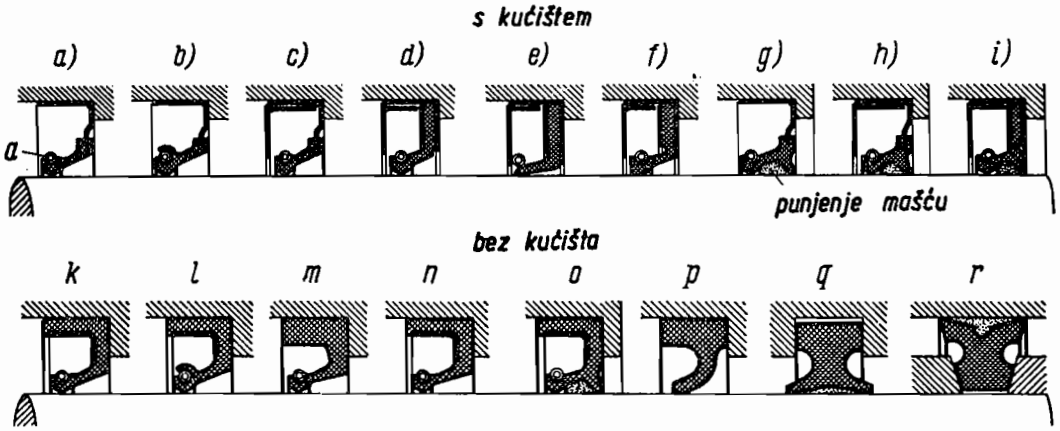
tangencijalno, te ne dolazi do prstena od pusta, koji brtvi protiv pristupa nečistoće (pogodno i za podmazivanje uljem). *Dodatni labirinti* kod dvodjelnih kućišta ležaja (sl. 259) sprečavaju izlaz masti i ulaz stranim tjelešcima. Jednostavne ploče (sl. 260) zaustavljaju mast u ležaju te spriječavaju njen izlaz.

Najbolje bezdodirno brtvenje protiv izlaza masti za jednodjelna kućišta su *aksijalni labirinti*, a za dvodjelna kućišta *radijalni labirinti* (sl. 261). U labirintnim komorama masti se vrtlože. Protiv pristupa nečistoća prikladno je *brtvenje pomoću žljebova za mast* i jednostavnim labirintom (sl. 262). Uobičajena širina raspora je 0,5 do 0,75 mm. Sve raspore i labirinte treba prilikom ugradnje napuniti mašću. Brtvenje bez dodira radi pouzdano samo onda, ako unutarnji pretlak ne može da istisne mast i ako se raspori ili labirinti okreću centrično. Inače labirinti djeluju kao centrifugalne sisaljke, koje mazivo istiskuju prema van.

6.2. Brtve protiv istjecanja ulja

6.2.1. Brtvenje brusnim djelovanjem

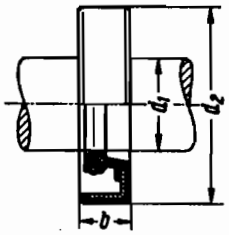
Najbolji su se pokazali *radijalni brtveni prsteni*, koje se može ugraditi kao kompletan brtveni element. To su manšete na koje radijalno djeluje opruga ili vlastito naprezanje. Zbog zaštite od vanjskih oštećenja mogu dobiti metalno kućište (DIN 3760 sa i bez kućišta, izmjere vidi u tablici 88). Izbor pokazuje slika 263. Materijal manšeta je *umjetna guma* otporna protiv ulja rijeđe od *kromove kože*.



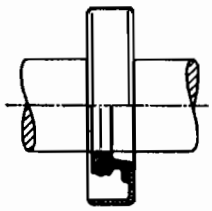
Slika 263. Izbor radijalnih brtvenih prstena (*Carl Freundenberg*, Weinheim/Bergstr.)
a) izvedba B1 s otvorenim utorom za oprugu; *b*) izvedba B1 Fg s pokrivenom oprugom; *c*) izvedba B2 (i izvedba B2 Fg); *d*) izvedba B3 (i izvedba B3 Fg); *e*) izvedba B3 L s manšetom od kromne kože; *f*) DIN 6503, s manšetom od gume; *g*) izvedba B1 S1 s rubom protiv prašine (isto i izvedba B1 Fg S1); *h*) izvedba B2 S1 (i izvedba B2 Fg S1); *i*) izvedba B3 S1 (i izvedba B3 Fg S1); *k*) izvedba BA s otvorenim žlijebom za opruge; *l*) izvedba BA Fg s pokrivenim žlijebom za opruge; *m*) izvedba BM bez prstena za ukrućivanje; *n*) DIN 6504 s gumenom manšetom; *o*) izvedba BA S1 (i izvedba BA Fg S1); *p*) izvedba TR s jednim brtvenim bridom; *q*) izvedba TR Duo sa dva brtvena brida; *r*) izvedba TR Duo sa dva vanjska brtvena brida (izvedbe prema *p*, *q* i *r* samo za podređene svrhe pri sporom hodu)
a je prstenasta opruga

Tablica 88. Dimenzije u mm radijalnih prstena za brtvenje prema DIN 3760 (izvadak)

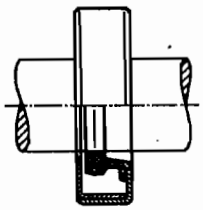
Oblik A
bez metalnog kućišta



Oblik B
s metalnim kućištem



Oblik C
s metalnim kućištem
i kapom na strani brtvenog prstena



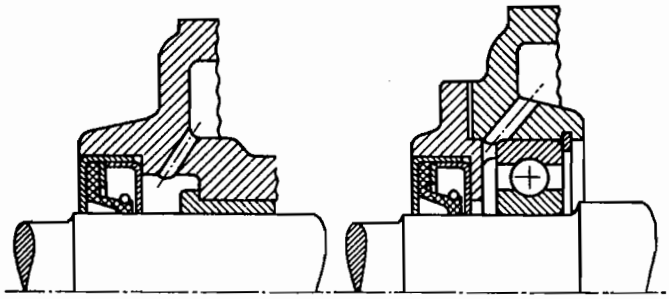
d_1	d_2	b oblik A	b oblik B
6	16	7	7
	22		
7	16	7	7
	22		
8	16	7	7
	22		
	24		
9	22	7	7
	24		
	26		
10	19	7	7
	22		
	24		
	26		
11	22	7	7
	26		
12	22	7	7
	24		
	28		
	30		
14	24	7	7
	28		
	30		
	35		
15	24	7	7
	26		
	30		
	32		
	35		
16	28	7	7
	30		
	32		
	35		
17	28	7	7
	30		
	32		
	35		
	40		
18	30	7	7
	32		
	35		
	40		
20	30	7	7
	32		
	35		
	40		
	47		

d_1	d_2	b oblik A	b oblik B	b oblik C
22	32	7	7	–
	35			
	40			9
	47			
24	35	7	7	–
	37			
	40			9
	47			
25	35	7	7	–
	40			
	42			9
	47			
	52			
26	37	7	7	–
	42			9
	47			
28	40	7	7	–
	47			9
	52			
30	40	7	7	–
	42			
	47			9
	52			
	62			
32	45	7	7	–
	47			9
	52			
35	47	7	7	–
	50			
	52			9
	62			
36	47	7	7	–
	50			
	52			9
	62			
38	52	7	7	–
	55			9
	62			
40	52	7	7	–
	55			
	62			9
	72			
42	55	8	8	–
	62			10
	72			

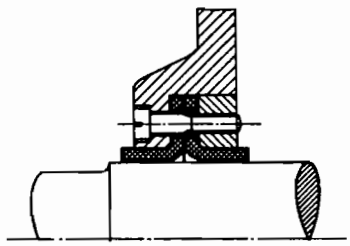
d_1	d_2	b oblik A	b oblik B	b oblik C
45	60	8	8	–
	62			10
	65			
	72			
48	62	8	8	–
	72			10
50	65	8	8	–
	68			10
	72			
	80			
52	68	8	8	–
	72			10
55	70	8	8	–
	72			10
	80			
	85			
56	70	8	8	–
	72			10
	80			
	85			
58	72	8	8	–
	80			10
60	75	8	8	–
	80			10
	85			
	90			
62	85	10	10	12
	90			
63	85	10	10	12
	90			
65	85	10	10	12
	90			
	100			
68	90	10	10	12
	100			
70	90	10	10	12
	100			
72	95	10	10	12
	100			
75	95	10	10	12
	100			
78	100	10	10	12
80	100	10	10	12
	110			
85	110	12	12	15
	120			

d_1	d_2	b oblik A	b oblik B	b oblik C
90	110	12	12	15
	120			
95	120	12	12	15
	125			
100	120	12	12	15
	125			
	130			
105	130	12	12	15
	140			
110	130	12	12	15
	140			
115	140	12	12	15
	150			
120	150	12	12	15
125	150	12	12	15
	160			
130	160	12	12	15
	170			
135	170	12	12	15
140	170	15	15	15
145	175	15	15	15
150	180	15	15	15
160	190	15	15	15
170	200	15	15	15
180	210	15	15	15
190	220	15	15	15
200	230	15	15	15
210	240	15	15	15
220	250	15	15	15
230	260	15	15	15
240	270	15	15	15
250	280	15	15	15
260	300	–	20	20
280	320	–	20	20
300	340	–	20	20
320	360	–	20	20
340	380	–	20	20
360	400	–	20	20
380	420	–	20	20
400	440	–	20	20
420	460	–	20	20
400	480	–	20	20
460	500	–	20	20
480	520	–	20	20
500	540	–	20	20

Brtveni rub mora biti okrenut prema mediju (ulju) koje brtvi. Ako se mora brtviti još i protiv ulaza prašine, tada brtveni rub mora biti okrenut prema van. Za takve slučajeve bolji su radijalni brtveni prsteni s dodatkom protiv prašine. Manšete od kože mogu se upotrijebiti do brzina klizanja do 6 m/s, i temperature do +80 °C, a manšete od gume do 28 m/s i temperature do +180 °C. Da bi se spriječilo brzo trošenje brtve potrebna je najfinija obrada vratila (tablica 89).



Slika 264. Odzračni provrti radi sprečavanja stvaranja zračnih jastuka



Slika 265. Dvostruka kožna manšeta

Da ne bi došlo do zagrijavanja i oštećenja radijalnih brtvenih prstenova na vratilu, mora do njih stalno dopirati ulje. Svrsishodno je da se prije ugradnje urone u toplo ulje. Prsteni za centrifugalno odbacivanje ulja, labirinti i slično ne smiju se nasađivati ispred brtvenog prstena, da se ne spriječi pristup ulju! I zračni jastuci mogu spriječiti pristup ulju te prouzročiti rad nasuho. U tom slučaju pomažu odzračni utori i provrti (sl. 264).

Protiv prskanja vode i pristupa pare najbolje brtve *dvostruke kožne manšete* (sl. 265).

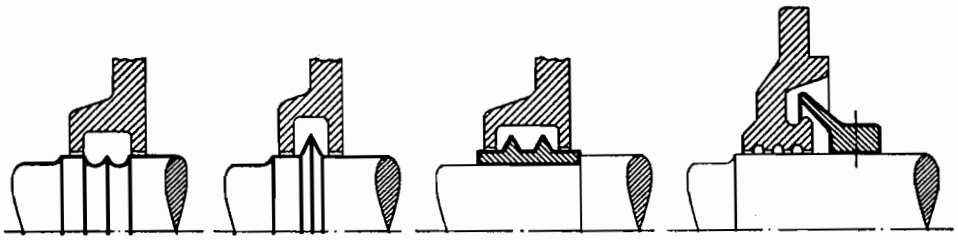
Treba primijetiti da radijalni brtveni prsteni brtve protiv *izlaska masti* samo onda besprijekorno, ako na manšete neprekidno dolazi niskoviskozna ili jače zagrijana mast. Za to su potrebne posebne konstruktivne mjere, npr. jedna komora za mast između dva radijalna brtvena prstena. Brtvenje postaje zbog toga skuplje.

Tablica 89. Potrebna kvaliteta površine vratila za radijalne brtvene prstene

Obodna brzina vratila m/s	Površina vratila, kada je medijum koji treba brtviti pod nadtlakom		
	jednak nuli	nizak	visok
< 1	Svijetlo vučeno	fino tokareno	fino brušeno i polirano
1 . . . 4	fino tokareno	fino brušeno i polirano	kaljeno, fino brušeno, lepano i tvrdo kromirano
4 . . . 10	fino brušeno i polirano	kaljeno, fino brušeno, lepano i tvrdo kromirano	
10 . . . 28	kaljeno, fino brušeno, lepano i tvrdo kromirano		

6.2.2. Bezdodirno brvenje

Ležaji podmazani uljem rade obično s više okretaja nego oni podmazani mašću. Pomoću *žlijebova* ili *prstenova za odbacivanje ulja* može se rotiranjem zbog relativno velike centrifugalne sile vratiti ulje preko odvodnih kanala u spremnik za ulje (sl. 266).



Slika 266. Žljebovi i prsteni za odbacivanje ulja zbog brtvenja protiv izlaza ulja

Bezdodirno se ne može brtviti ako u ležaju vlada pretlak, ili protiv ulaza stranih tijela. Labirinti brtve sigurno protiv izlaza ulja samo ako se ispred njih nalazi prsten za odbacivanje ulja. Bez takvog prstena došlo bi postepeno do izbacivanja rijetkog maziva.

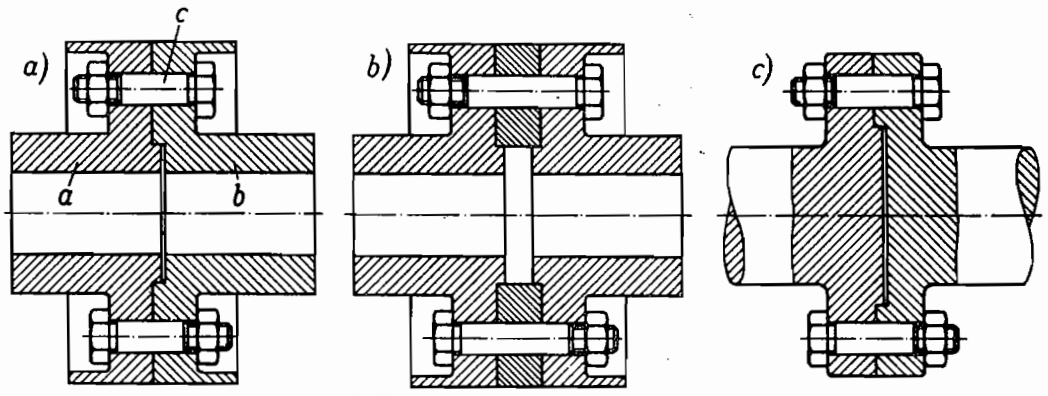
7. SPOJKE

7.1. Spojke koje se uključuju

7.1.1. Krute spojke

Krute ili čvrste spojke uzdužno spajaju dva vratila da bi se prenosio okretni moment. *Krutim spojkama* spajaju se najčešće transmisiona vratila, a rijeđe vratila pogonskog i radnog stroja. Pretpostavka je da se osi vratila vezanih spojkom međusobno poklapaju. Kako dijelovi spojke treba da ujedno i centriraju, to bi vratila kojima se osi ne poklapaju bila izložena deformacijama i prouzročile oštećenja ležaja.

Kolutne spojke DIN 116 (JUS M.C1.510) (sl. 267) za promjere vratila do 160 mm imaju na kraju vratila dva koluta od sivog lijeva *a* i *b* povezana perima, a međusobno su povezani dosjednim vijcima *c*. One se mogu upotrebljavati kod nejednakih promjera vratila, a odlikuju se malim ugradbenim mjerama. Montaža i demontaža moguća je samo ako se vratila odmaknu. Koluti imaju nastavke za centriranje (sl. 267a) ili ako su koluti jednaki, dvodjelne uložne ploče za centriranje (sl. 267b). Demontažom ploče može se vratilo izdići. Dosjednim vijcima prenosi se okretni moment oblikom i silom. Prsteni se vežu za krajeve vratila perima ili se toplo navlače. *Prirubne spojke* su one kod kojih su krajevi vratila raskovani u obliku prirubnice (sl. 267c). Školjkaste spojke vidi u DIN 115.



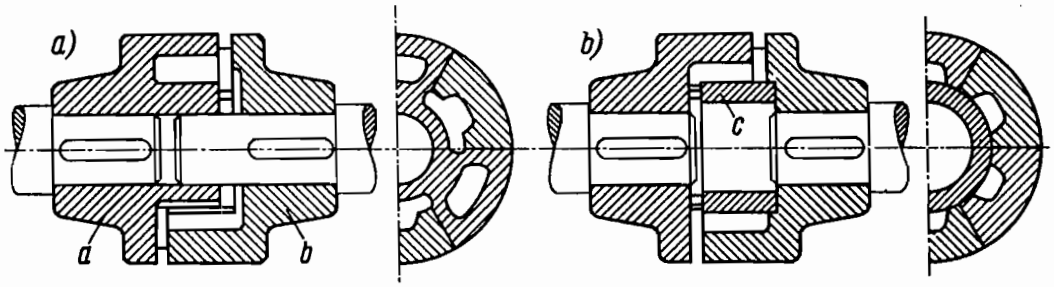
Slika 267. Kolutne spojke
a) s nastavcima za centriranje, izvedba A DIN 116 (JUS M.C1.510); *b*) s dvodjelnom međuploč̌om (ploča za centriranje), izvedba B DIN 116 (JUS M.C1.510); *c*) s prirubnicama dobivenim raskivanjem krajeva vratila (prirubne spojke) DIN 760 (JUS M.C1.510)

7.1.2. Dilatacijske (uzdužno pokretljive) spojke

Krute spojke ne mogu kompenzirati uzdužne dilatacije vratila. Često su takve dilatacije izazvane pogonskim temperaturama kod duljih vratila tako velike, da bi mogle dovesti do prenaprezanja ležaja (do savijanja vratila!).

Dilatacione spojke izjednačuju dilatacije uzdužnim međusobnim pomicanjem njihovih polovica. Osim toga centriraju vratilo aksijalno i radijalno.

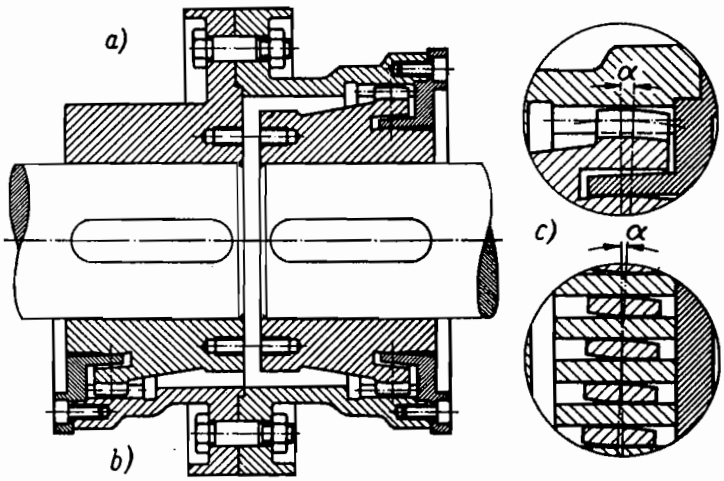
Kandžaste spojke izrađuju se dvodjelno (sl. 268a) ili trodjelno (sl. 268b). Djelovi *a* i *b* od lijevanog željeza imaju s čeone strane po tri kandže, koje s malom zračnošću ulaze jedna u drugu. Dužinska dilatacija odvija se pod djelovanjem okretnog momenta. Dvodjelne kandžaste spojke centriraju oba kraja vratila u glavini jedne polovine, a trodjelne u posebnom prstenu za centriranje *c*. Ako su promjeri vratila nejednaki, treba deblji kraj smanjiti na promjer tanjeg kraja. Okretni moment se prenosi pomoću veze oblikom.



Slika 268. Kandžaste spojke: *a*) dvodjelna; *b*) trodjelna

7.1.3. Neelastične kompenzacione spojke

Često zbog montažnih razloga nije moguće ostvariti međusobno poklapanje osi vratila, kao npr. nepoklapanje osi vratila pogonskog stroja i vratila prijenosnika, ili vratila čiji način pogona zahtijeva određeni pomak. Takva vratila treba međusobno povezati spojkama koje omogućuju izravnavanje radijalnih, kutnih i aksijalnih pomaka.



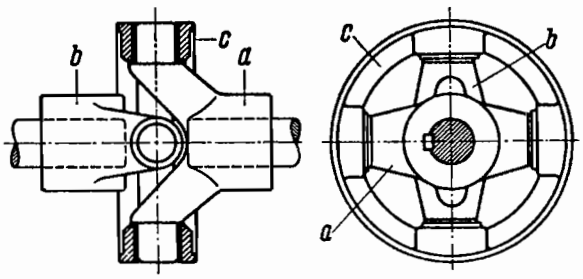
Slika 269. Spojka s lučnim zubima (*F. Tacke KG.* Rheine/Westf.)
a) jednostavna; *b*) dvostruka; *c*) način djelovanja

Zubne spojke s lučnim zubima (sl. 269) imaju vanjsko ozubljenje sa lučnim (bombiranim) zubima koji se mogu zglobno pokretati u unutarnjem ozubljenju (sl. 269c). Jednostavna zubna spojka s lučnim zubima (sl. 269a) može imati kutni pomak do 1° i aksijalni pomak od nekoliko milimetara. Dvostruka

zubna spojka s lučnim zubima (sl. 269b) omogućuje i radijalni pomak do 12 mm već prema veličini spojke. Izrađuju se za promjere vratila do 600 mm. Sve zubne spojke s lučnim zubima pune se uljem.

U grupu kompenzacionih spojki mogu se ubrojiti i *zglobne spojke* koje prenose okretni moment preko vratila koja međusobno zatvaraju kut, a koji se u toku pogona može mijenjati. To je potrebno obično u pogonima vretena alatnih strojeva, te glodačkih i bušaćih glava.

Kardanske spojke ili *spojke s križnim zglobom* (sl. 270) izrađuju se za promjere vratila do 200 mm i kut nagiba vratila do 15°. Sastoje se od dviju glavina, *a* i *b*, u obliku viljuške od lijevana željeza, s krajevima u obliku čepova, koji su križno uležišteni u vanjskom prstenu – *kardanski prsten c*. Oba vratila mogu se postaviti u bilo koji položaj.



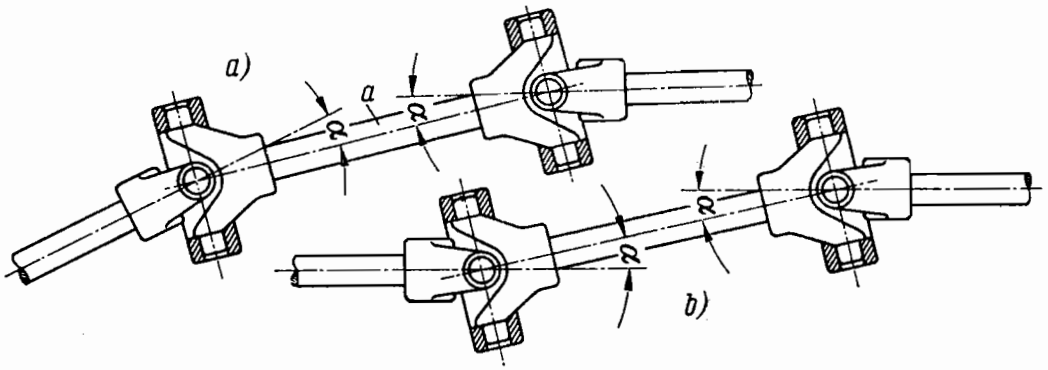
Slika 270. Spojka s križnim zglobom

Gonjeno vratilo okreće se nejednoliko i njegova *brzina vrtnje varira u toku jednog okreta između*:

$$n_{max} = n/\cos\alpha \quad (204) \qquad \text{i} \qquad n_{min} = n \cdot \cos\alpha \quad (205)$$

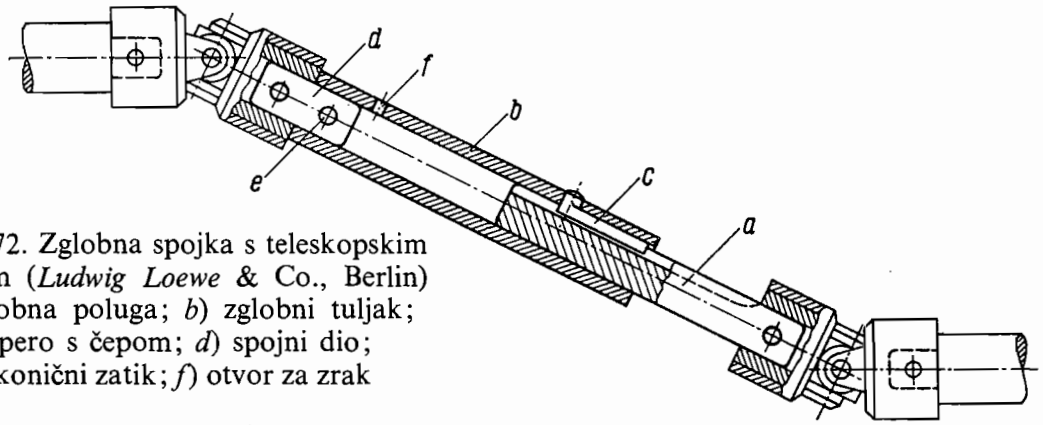
n u min^{-1} brzina vrtnje pogonskog vratila,
α u ° kut nagiba vratila.

Da bi se to izbjeglo, potrebno je ugraditi *međuvratilo* sa dva zgloba, koje onda samo rotira nejednoliko s malim momentom tromosti. Međuvratilom mogu pogonsko i gonjeno vratilo zatvarati međusobno kut do 30° ili se mogu postaviti na veće radijalne udaljenosti (paralelno, sl. 271). Preduvijet za to je da su oba kuta nagiba α jednaka i da oba zgloba imaju isti položaj, jer bi se inače nejednolikost udvostručila.

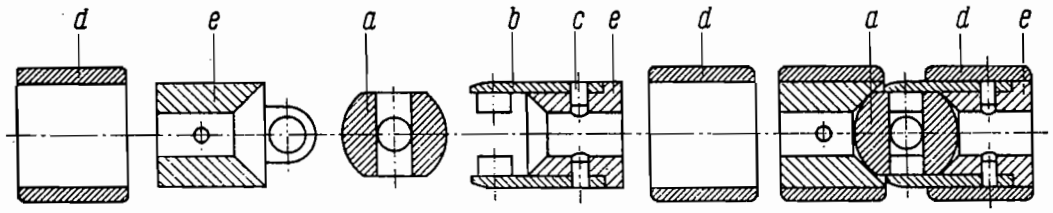


Slika 271. Ugradnja kardanskih zglobova
a) između kutno pomaknutih vratila; *b*) između radijalno pomaknutih vratila *a* međuvratilo

Ukoliko se paralelno udaljenost vratila mora mijenjati u toku rada, tada međuvratilo dobiva teleskopsko vođenje (sl. 272). *Teleskopsko vratilo* sastoji se od poluge s uzdužnim utorom *a*, uložene u tuljku *b*, u kojem se nalazi pero s čepom *c*. To omogućuje znatno uzdužno međusobno pomicanje tuljka i poluge pri djelovanju okretnog momenta. Klizne dijelove zgloba i teleskopa treba obilno podmazivati. Kod većih okretnih momenata teleskopska vodilica se sastoji od klinasta vratila i aksijalno pomične klinaste glavine, kao tuljka.



Slika 272. Zglobna spojka s teleskopskim vratilom (*Ludwig Loewe* & Co., Berlin)
a) zglobna poluga; *b*) zglobni tuljak; *c*) pero s čepom; *d*) spojni dio; *e*) konični zatik; *f*) otvor za zrak



Slika 273. Spojka s kuglastim zglobom s dijelovima

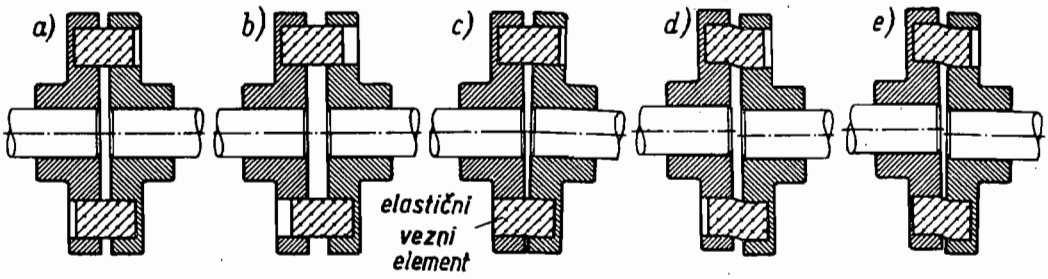
Kuglasta zglobna spojka zauzima malo prostora, a služi za pogon alata koji mijenjaju svoj položaj i za prijenos malih okretnih momenata (sl. 273). Umjesto kardanskog prstena je kugla *a*, koja je sa četiri strane zaravnana. U nju su međusobno okomito izbušena dva provrta u koje ulaze čepovi stezaljki *b*. Stezaljke su osigurane zaticima *c* u prstenu *e*, a preko njih se prevlači tuljak *d*. Na taj način spajaju se prsten i stezaljke s kuglom. Kuglasti zglob se tako može nagibati do 40°. Da bi se izbjeglo nejednoliko okretanje potreban je dvostruki zglob ili međuvratilo.

Izvedeni su i *sinhroni zglobovi*, koji prenose jednoliko okretna gibanja. Njihova konstrukcija je veoma komplicirana.

7.1.4. Elastične spojke

Elastične spojke imaju zadatak da kompenziraju razlike međusobnog položaja osi vratila, što može biti izazvano tolerancijama izrade, netočnošću montaže, spuštanjem temelja i sl. Isto tako elastične spojke treba da na sebe preuzmu kolebanja okretnih momenata u toku rada (npr. kod pogona klipnih strojeva), te udarna opterećenja nastala naglim ubrzanjem rada strojeva. Između polovina spojki nalaze se savojno ili torziono elastični vezni elementi

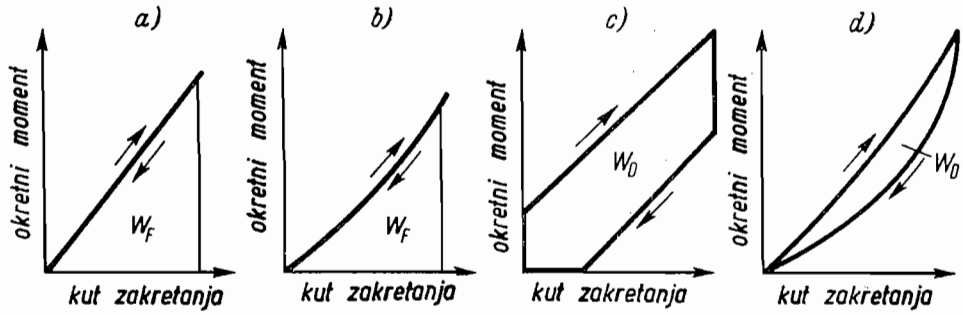
od gume, kože, umjetnih masa, tekstilnih tkanina, čeličnih opruga i sl. Slika 274 prikazuje shematski po dvije polovice spojki u različitim međusobnim položajima. Udarnim se opterećenjem međusobno zakreću spojeni dijelovi vratila, a vezni elementi preuzimaju na sebe rad udarnog opterećenja.



Slika 274. Kompenzacija razlika međusobnog položaja vratila pomoću spojki *a*) male razlike položaja; *b*) aksijalne razlike položaja; *c*) kutne razlike položaja; *d*) radijalne razlike položaja; *e*) radijalne i kutne razlike položaja

Među spojkama treba razlikovati one koje energiju udara akumuliraju, da bi, nakon što se smanji opterećenje koje je izazvalo udar, vratile čitavu energiju, te na takve, koje jedan dio akumulirane energije pretvaraju u unutarnje trenje veznih elemenata (vidi karakteristike na sl. 275). *Spojke koje akumuliraju energiju* udarce *ublažavaju*, a one koje *pretvaraju energiju* udarce *prigušuju.*

Ako se broj vlastitih titraja veznih elemenata poklapa s brojem titraja kolebanja okretnog momenta, dolazi do pojava rezonancije. Zato su povoljniji prigušni vezni elementi s progresivnom karakteristikom (sl. 275d). Prigušna sposobnost prosuđuje se *relativnom prigušnošću* $\psi = W_D/W_F$. Ovdje je sa W_D označen *prigušni rad* u Nm, a sa W_F *deformacioni rad* u Nm (sl. 275). Budući da relativna prigušnost veznih elemenata sa zakrivljenom karakteristikom nije konstanta, daje se obično kao srednja vrijednost. Spojke s akumulacijom energije imaju relativno prigušenje $\psi \approx 0$, a s prigušenjem $\psi < 1$.



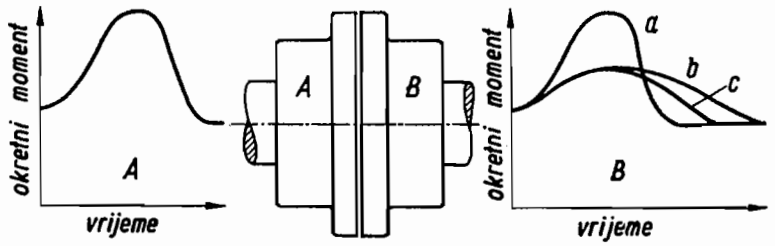
Slika 275. Karakteristike okretno elastičnih spojki *a*) akumulacione s ravnom karakteristikom; *b*) akumulacione sa zakrivljenom karakteristikom; *c*) prigušne s ravnom karakteristikom; *d*) prigušne sa zakrivljenom karakteristikom

Potrebnu veličinu spojke određuje se prema iskustvu iz

$$\textit{udarnog momenta} \quad T_{max} = (c_1 + c_2)\, T \tag{206}$$

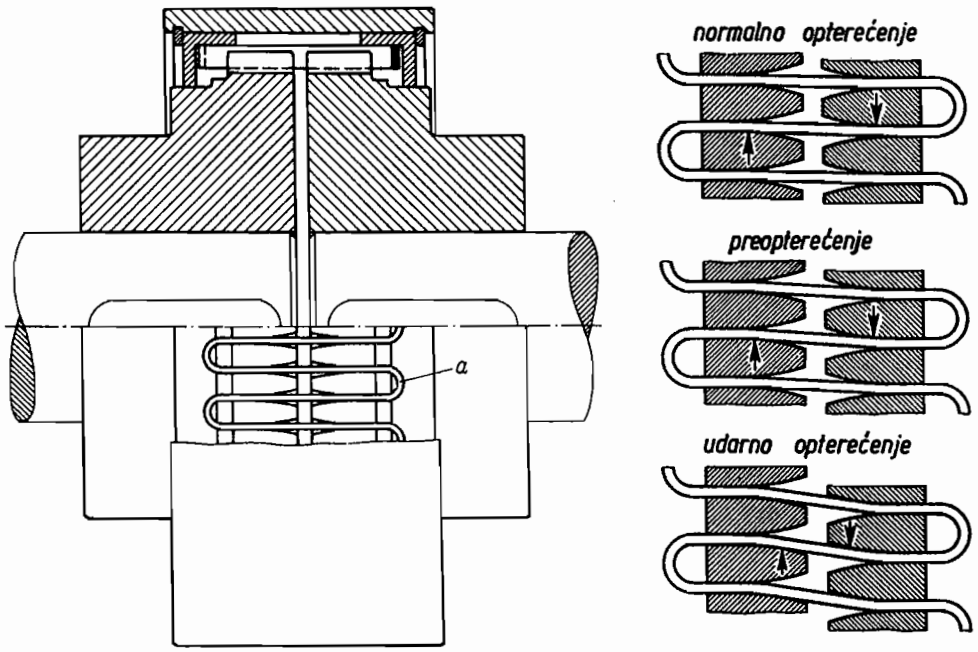
T_{max} u Nm	udarni moment prema kojem se odabire spojka,
c_1, c_2	faktori udara prema vrsti pogonskog i radnog stroja (tablica 90),
T u Nm	nazivni okretni moment na spojci izračunat iz nazivne snage i brzine vrtnje.

Pod *ublaživanjem udara* podrazumijevamo smanjivanje vršnog udarnog djelovanja i produžavanja trajanja udara, dok kod *prigušivanja* smanjeno vršno udarno djelovanje ne traje tako dugo kao kod ublažavanja udaraca. Na slici 276 prikazano je npr. kako se udar okretnog momenta pogonskog stroja prenosi kod raznih spojki s pogonskog vratila *A* na gonjeno vratilo *B*.



Slika 276. Način djelovanja raznih spojki: *A* je pogonska strana; *B* gonjena strana; *a* kruta spojka; *b* spojka s akumulacionim djelovanjem (smanjenje udara); *c* spojka s prigušnim djelovanjem (prigušivanje udara)

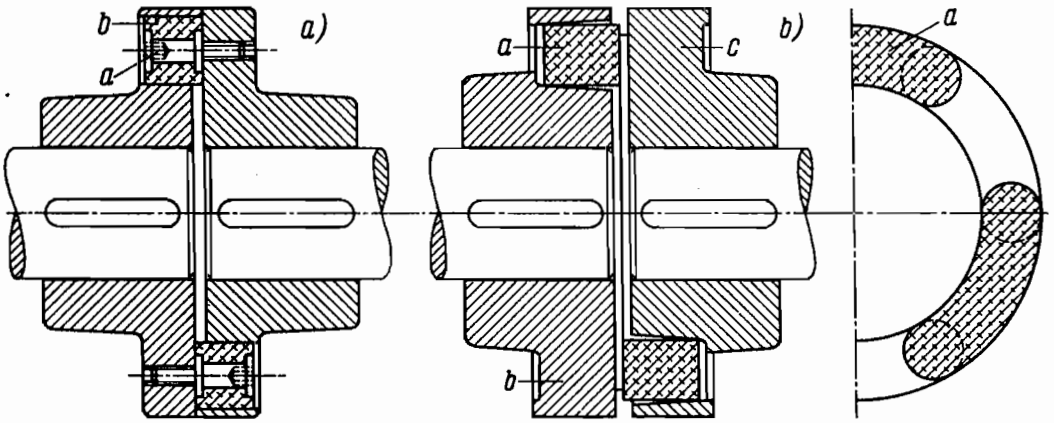
Kao nedostatak svih elastičnih spojki treba spomenuti *povratne sile* spojnih elemenata, koje nastoje da međusobno pomaknute osi vratila dovedu do poklapanja. Ovo izaziva dodatno radijalno, a ponekad i aksijalno opterećenje vratila. Pri dimenzioniranju vratila i ležaja treba ta opterećenja uzimati u obzir, jer mogu biti znatna. Najbolje je da se od proizvođača traže informacije o vrsti i veličini povratnih sila.



Slika 277. Spojka Malmedie-Bibby

Spojka Malmedie-Bibby (sl. 277) je ona s *čeličnim opružnim trakama*, koja se izrađuje za okretne momente od 20 do 100000 Nm. Zakrivljene površine nalijeganja opružnih traka *a* smanjuju s povećanjem opterećenja aktivni

krak savijanja, tako da spojka ima progresivnu karakteristiku. Kut mogućeg zakretanja polovina spojke iznosi do 1,2°, kutni pomak do 1,3°, aksijalni pomak 4 do 20 mm, radijalni pomak 0,5 do 3 mm, u ovisnosti o veličini spojke. Prigušenje udara je neznatno.



Slika 278. Kolutne spojke s gumenim uloščima: *a*) spojke s gumenim prstenima; *b*) spojka s gumenim kandžama

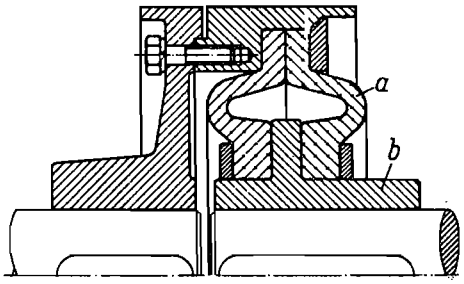
Vezne elemente *spojki s gumenim prstenima* (sl. 278a) čine svorni vijci *a* i na njima nataknuti gumeni prsteni *b*, koji se djelovanjem okretnog momenta radijalno deformiraju. Spojka ima progresivnu karakteristiku pa djeluje prigušno. Zbog njene velike elastičnosti može se računati s gotovo ravnomjernom podjelom sile na sve gumene prstene. Sposobnost pomaka je neznatna; leži ispod one kod spojki koje rade akumulacijom energije udara (znatno ovisi o brzini vrtnje). Izrađuju se za okretne momente do 10000 Nm.

Spojka s gumenim kandžama (sl. 278b) ima vezne elemente oblikovane kao gumene kandže *a*, koje naizmjence ulaze u udubine polovine spojke *b* i *c* stvarajući tako vezu oblikom. Deformacija veznih elemenata je veoma velika (velika progresivnost!). Zbog jednostavne konstrukcije (samo tri različita dijela) i njene jednostavne montaže, ta je spojka pouzdan strojni element. Izrađuje se za okretne momente do 400 Nm, te ima relativno veliku mogućnost aksijalne dilatacije.

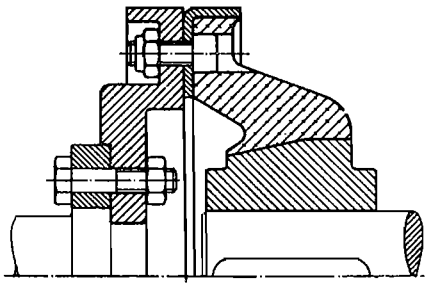
Tablica 90. Faktori udara kod spojki za vratila

Pogonski strojevi	c_1	**Radni strojevi**	c_2
Elektromotori	0,5	Tekstilni strojevi	1,6 . . . 2,2
Turbine	0,75	Pumpe i kompresori	
Klipni strojevi		rotacioni strojevi	1,5
do 4 cilindra	1,5 . . . 2,8	klipni strojevi	2,2 . . . 3,2
do 6 cilindara	1 . . . 2	Strojevi za papir	1,8 . . . 2,8
		Strojevi za miješanje i mljevenje	1,8 . . . 3
Radni strojevi	e_2	Strojevi za obradu drva	2 . . . 3
		Generatori i pretvarači	1 . . . 1,3
Alatni strojevi		Transportni strojevi	
škare, štance, brusilice	3	dizalice i vitla	1,5
rezni strojevi	2	transportni bubnjevi	2
Valjaonice	1,6 . . . 2	kranovi	3
Ventilatori	1,5	Mesarski i pekarski strojevi	1,3 . . . 1,5
		Građevinski strojevi	1,5 . . . 2

Spojka Vulkan (sl. 279) ima kao vezni element *a* dvodjelni gumeni obruč. Obodi obruča leže na prirubnici unutarnje polovine spojke *b*, relativno blizu jedan drugome, tako da se pri djelovanju okretnog momenta ne stvaraju velike povratne sile.



Slika 279. Spojka-Vulkan (*H. Desch KG*, Neheim-Hüsten)



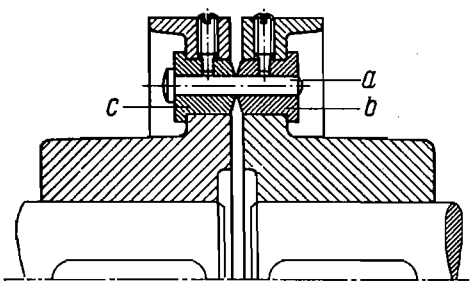
Slika 280. Spojka s gumenim stožastim uloščima

Spojka s gumenim stožastim uloščima (sl. 280) slična je spojci Vulkan. Umjesto gumenih obruča ima stožast vezni element.

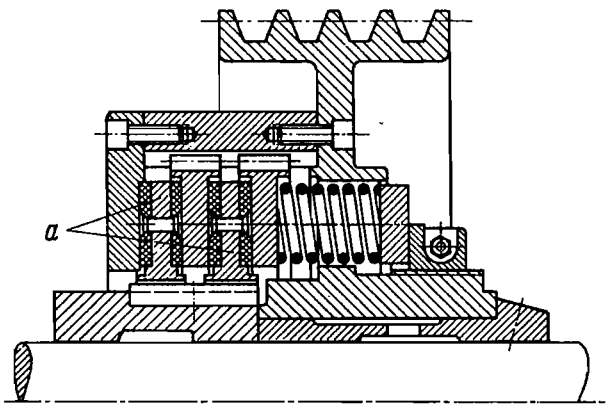
Gumeno-elastične spojke izrađuju se za okretne momente do 30000 Nm. Prednost je u mogućnosti brze izmjene istrošenih veznih elemenata.

7.1.5. Sigurnosne spojke

Sigurnosne spojke štite od preopterećenja, oštećenja ili loma ostale dijelove prijenosnika, strojeva i naprava. Preopterećenja mogu nastati npr. zbog ulaza stranih tijela (kamenja ili metalnih dijelova) u miješalice, mlinove ili drobilice, te zbog drugih smetnji, kao što su zaribavanje ležaja i tome slično.



Slika 281. Spojka s prekidnim svornjacima



Slika 282. Flender-lamelna-tarna spojka

Najjednostavnija sigurnosna spojka je s *prekidnim svornjacima* (sl. 281), kod koje se okretni moment prenosi pomoću svornjaka *a*, koji se pri preopterećenju lome (odrežu). Svornjaci *a* uloženi su u kaljene tuljke *b* i *c*. Presjek svornjaka tako je dimenzioniran da do njegova loma dolazi pri prekoračenju dopuštenog okretnog momenta. Puknuti svornjaci mogu se po zaustavljanju brzo zamijeniti. Štetno je nedovoljno točno poznavanje lomne čvrstoće na odrez, tako da treba računati s mogućnostima većih odstupanja.

Kod *lamelne tarne spojke* (sl. 282) paket lamela *a* je pod aksijalnim pritiskom opruge. Čim je određeni okretni moment prekoračen, spojka klizi. Lamelna spojka djeluje okretno elastično, i promjenom pritiska opruge može se regulirati okretni moment.

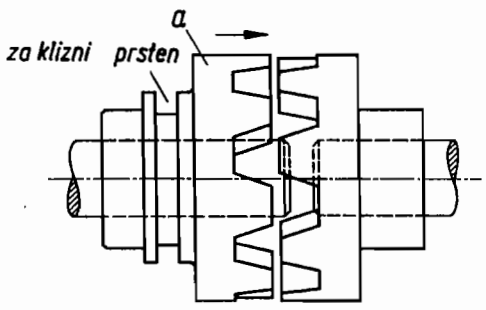
Lamelne spojke smiju klizati samo ograničeno vrijeme, jer bi se inače previše zagrijale.

7.2. Rastavljive spojke

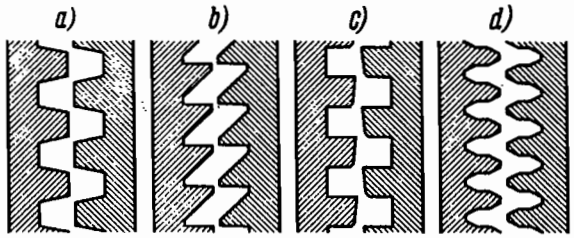
7.2.1. Ručno rastavljive spojke

Rastavljive spojke omogućuju da se jednim pokretom poluge ostvari spajanje ili rastavljanje vratila međusobno ili strojnih dijelova montiranih na vratilu (zupčanici, remenice i sl.). Upotrebljavaju se kad se u prijenosnicima zbog potrebe mijenjanja brzine vrtnje moraju sprezati razni zupčanici, ili ako se s jednim motorom mora pokretati naizmjenično više agregata. Za ove zadatke na raspolaganju su uglavnom slijedeće spojke: *kandžaste, zupčaste, jednolamelne* ili *višelamelne spojke.*

Kandžaste i zupčaste spojke rade pomoću veze oblikom, dok jednolamelne ili višelamelne spojke rade pomoću veze silom. To znači da su to *tarne spojke*, kod kojih jedna polovica tlači na drugu, tako da se dio spojke koji miruje postepeno pokreće i ubrzava do pune brzine vrtnje. Spojke vezane oblikom mogu se ukapčati samo u stanju mirovanja, ili pri sinhronoj brzini vrtnje obaju polovina spojke. Spojke koje rade pomoću veze silom mogu se ukapčati i za vrijeme gibanja. Spojke s više tarnih ploča nazivaju se i lamelne spojke.



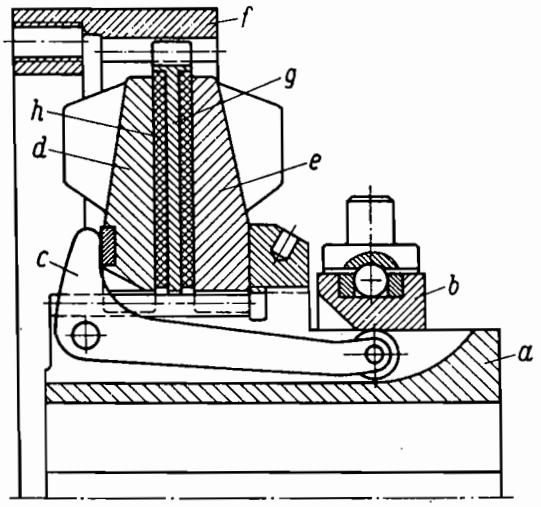
Slika 283. Isključna kandžasta spojka



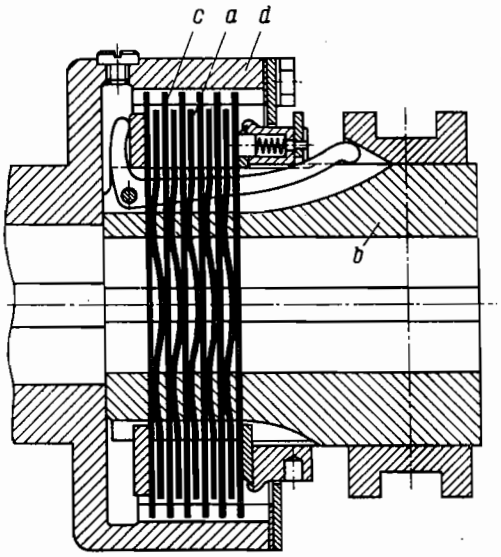
Slika 284. Oblici zubi kandžastih spojki
a) trapezni zubi; *b*) pilasti zubi; *c*) zubi sa zakošenim tjemenom; *d*) zubi koji omogućuju uključivanje u svakom položaju

Rastavljiva kandžasta spojka (sl. 283) slična je krutoj sa slike 268, ali je, međutim, polovica *a* aksijalno pomična po vratilu. Umjesto kandži mogu biti i zubi raznog oblika. Mogu to biti *trapezasti zubi* (sl. 284a) za oba smjera vrtnje, *pilasti zubi* (sl. 284b) za jedan smjer vrtnje, *zubi s nagibom* (sl. 284c) za sprečavanje ukapčanja za vrijeme pogona, *zubi koji se mogu ukapčati u svakom položaju* (sl. 284d).

Ortlinghausova spojka s jednom tarnom pločom (sl. 285) ima dvije tarne plohe. Zato se naziva i dvopovršinska spojka. Na glavini *a* nalazi se uključni prsten *b*, koji svojim uzdužnim gibanjem djeluje na kutne poluge *c* smještene u utorima. Poluge *c* tlače svojim kraćimkrajevima na aksijalno pomičnu kliznu ploču *d*. Klizna ploča *e* isto je tako okretno učvršćena na glavini. Vanjski prsten *f*, koji sačinjava drugi dio spojke, nosi aksijalno pokretnu ploču *g* obloženu tarnim oblogama *h*. U prikazanom primjeru spojka je pomoću veze silom uključena preko ploča *d*, *e* i *g*. Pomicanjem uključnog prstena udesno oslobađaju se kutne poluge i time se međusobno odvajaju tarne ploče.



Slika 285. Ortlinghausova spojka jednom tarnom pločom



Slika 286. Ortlinghausova tarna spojka sa sinusnim lamelama

Tarne obloge za rad nasuho izrađene su najčešće od prešanih pamučnih ili azbestnih vlakana, povezanih umjetnom smolom, ili su od čiste prešane umjetne smole. Pri specifičnom pritisku od $p = 25$ do $50\ \mathrm{N/cm^2}$ njihov je koeficijent trenja između $\mu = 0{,}3$ do 0,4. Umnožak specifičnog pritiska i obodne brzine $p \cdot v = 400$ do $800\ (\mathrm{N/cm^2})\,(\mathrm{m/s})$ je dopuštena veličina za opteretivost spojke u zavisnosti od obloge.

U *Ortlinghausovoj spojci sa sinusnim lamelama* (sl. 286) ima mnoštvo tarnih ploča (lamela), tako da ta spojka može prenositi veoma velik okretni moment. Sinusoidno valovite unutarnje lamele *a* sjede okretno čvrsto, ali aksijalno pokretno na glavini *b*. Na isti način učvršćene su ravne lamele *c* u vanjskom prstenu *d*. Sinusoidni oblik omogućuje unutarnjim lamelama opružno djelovanje. Na taj način razdvajaju se lamele pri isključenju spojke, i trenje u praznom hodu smanjuje se na najmanju mjeru. Kaljene čelične lamele treba podmazivati uljem (bilo da su uronjene u ulju, bilo da su podmazivane cirkulaciono kroz provrt u vratilu). Najbolja su ulja s $v_{50} = 30$ do 40 cSt. Ako spojka treba da radi *nasuho*, ravne unutarnje lamele oblažu se *umjetnom masom* ili *sinteriranom bronzom*.

Za spojke s ručnim ukapčanjem treba da se sila od ručice prenese na okretni aksijalno pomični dio spojke s utorom i ojačanjem, smješten na jednoj polovini spojke. Taj prijenos se vrši pomoću kliznih kamena ili kliznih prstena koji zahvaćaju u žlijeb uključnog prstena. Budući da pomicanje uključnog prstena treba dosta veliku aksijalnu silu, valja voditi računa o tome da ručica bude dobro uležištena i obilno podmazivana. Spojku treba tako ugraditi da je uključni prsten pri vrtnji spojke rasterećen, to jest da se ne nalazi na pogonskom dijelu, već na onom gonjenom dijelu koji nakon iskapčanja miruje.

7.2.2. Spojke s daljinskim uključivanjem

Upravljanje proizvodnim i građevinskim strojevima svih vrsta ne možemo u doba automacije zamisliti bez spojki s daljinskim uključivanjem. Potrebnu ručnu silu uključivanja zamjenjujemo mehaničkim silama koje dobivamo komprimiranim zrakom, tlačnim uljem ili elektromagnetom. Na taj način razvile su se *pneumatske*, *hidrauličke* i *elektromagnetske spojke*. Zbog mogućnosti uključivanja za vrijeme pogona, prevladavaju lamelne tarne spojke. Osim toga se za specijalne zadatke upotrebljavaju elektromagnetske *spojke s željeznom prašinom* i *indukcione spojke*. Za uključivanje u vrijeme mirovanja pogodne su *zupčaste spojke* s čeonim ozubljenjem. One mogu prenijeti mnogo veće okretne momente nego tarne spojke iste veličine.

Kod svih tarnih spojki postoji razlika između *okretnog momenta pri ukapčanju* T_u i *prenosivog okretnog momenta* T_o. Okretni moment pri ukapčanju je moment kliznog trenja pri relativnom gibanju polovica spojke, određen koeficijentom trenja klizanja. Prenosivi okretni moment je moment trenja prianjanja, koji je određen koeficijentom trenja prianjanja za vrijeme sinhronog okretanja obiju polovica spojki. Za to je $T_o > T_u$.

Potreban prenosivi okretni moment tarne spojke određuje se prema jednadžbi (206):

$$\textit{prenosivi okretni moment} \qquad T_o = (c_1 + c_2)\, T \tag{207}$$

T_o u Nm	prenosivi okretni moment spojke,
c_1, c_2	faktori udara prema vrsti pogonskih i radnih strojeva (tablica 90)
T u Nm	nazivni okretni moment na spojki izračunat iz nazivne snage i brzine vrtnje.

Često je potrebno proklizavanjem tarnih površina spojke ubrzati mase gonjene strane tako da bi iz stanja mirovanja dostigle u vremenu t brzinu vrtnje n. Za to je potrebno da je:

$$\textit{okretni moment uključivanja} \qquad T_u = f\frac{J \cdot \omega}{t} + T_R \tag{208}$$

T_u u Nm	potreban okretni moment uključivanja spojke,
f	faktor porasta koji se ravna prema brzini porasta sile ukapčanja (prema vrsti spojke i vremena pokretanja = 1,2 do 2),
J u kgm^2	moment tromosti svih pokretnih dijelova reduciran na vratilo spojke,
ω u rad/s	krajnja kutna brzina $=2\pi n$, sa n kao krajnjom brzinom vrtnje izraženom u s^{-1}.
t u s	vrijeme uključivanja,
T_R u Nm	moment trenja u ležajima, zupčanicima i sl. reduciran na vratilo spojke.

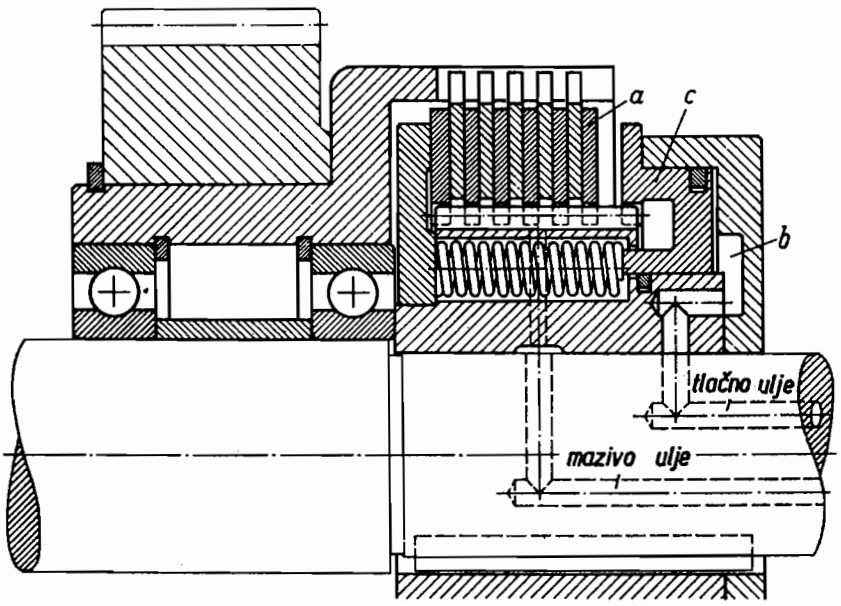
Za vrijeme proklizavanja spojke nastaje rad trenja, koji zagrijava spojku. Da bi zagrijavanje ostalo u dopustivim granicama, ne smije broj ukapčanja z u jedinici vremena prekoračiti toplinski kapacitet spojke. Toplinski kapacitet, kao dopuštenu snagu trenja, daje proizvođač prema načinu ugradnje (otvoreno ili zatvoreno), brzini vrtnje i veličini spojke. U toku rada spojke je:

snaga trenja

$$P_R = \frac{\omega^2}{2} J \frac{T_u + T_R}{T_u} z \tag{209}$$

P_R u Nm/h	snaga trenja,
ω u rad/s	kutna brzina vratila spojke,
J, T_u, T_R	vidi objašnjenje uz jednadžbu (208),
z u 1/h	broj ukopčanja u jednom satu.

U jednadžbama (208) i (209) pretpostavlja se da se strojevi puštaju u rad u praznom hodu (neopterećeni). Ako se puštanje vrši pod opterećenjem, treba uzeti u obzir pogonski okretni moment (zbrajati).



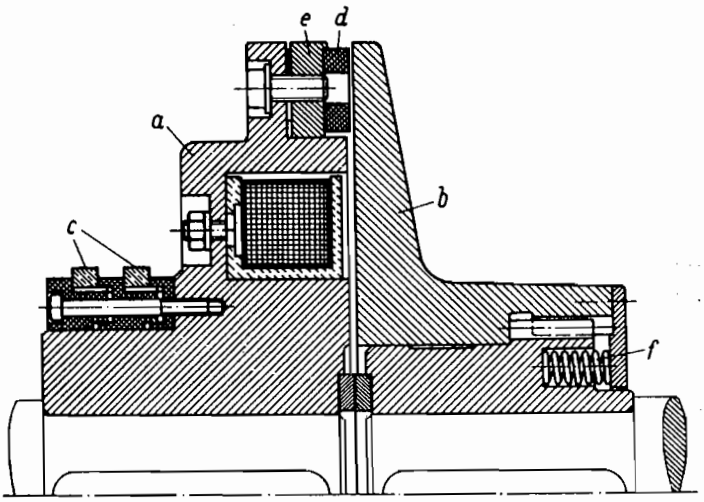
Slika 287. Hidraulički upravljana lamelna tarna spojka (*Ortlinghaus-Werke Gmbh*, Wermelskirchen/Rhld.)

Kod *hidraulične spojke* (sl. 287) se pokretanjem upravljačkog ventila spaja prostor cilindra *b* sa tlačnim vodom pumpe za ulje. Klip *c* stlačuje pri tome paket lamela *a*. Prekapčanjem upravljačkog ventila prazni se cilindar djelomično povratnim vodom bez pritiska. Tlačne opruge vraćaju klip u početni položaj.

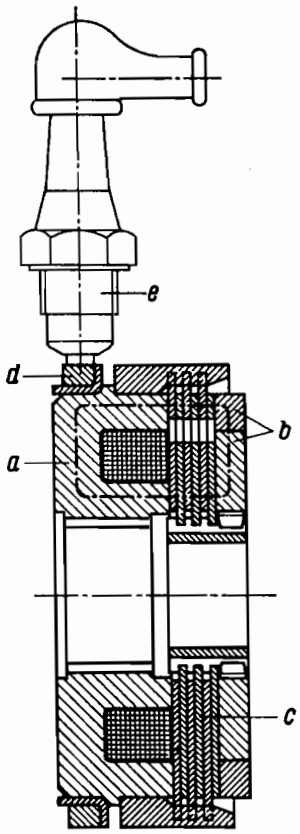
Preostalo ulje u cilindru centrifugalnom silom aksijalno pritiskuje klip. Ukoliko taj pritisak prekorači silu u opruzi, spojka se sama od sebe ukopčava! Zbog toga su kod takvih hidrauličnih spojki ograničene gornje brzine vrtnje.

Upravljanje pomoću električne struje pruža naročite prednosti, jer struja je svagdje na raspolaganju, a možemo je jednim pritiskom prekidača ukopčati ili iskopčati. Automatska upravljanja rade s kontaktorima ili relejima, elektronkama, tranzistorima, fotoćelijama, prstastim ili grebenastim kontaktima.

Elektromagnetske spojke dijele se na *spojke s kliznim kolutima* i na *spojke bez kliznih koluta. Elektromagnetske lamelne spojke* mogu biti takve da magnetske *silnice prolaze kroz lamele* i takve gdje magnetske *silnice ne prolaze kroz lamele.*



Slika 288. Elektromagnetska spojka s jednom tarnom površinom



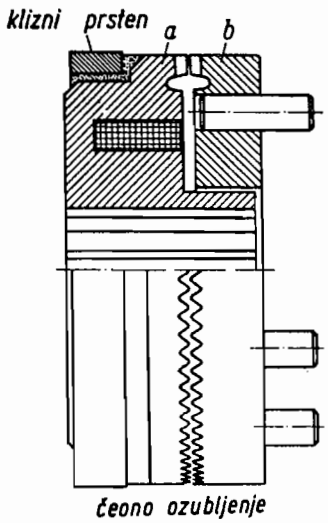
Slika 289. Elektromagnetska lamelna tarna spojka kod koje magnetske silnice prolaze kroz lamele, izvedba ZF (*Siemens AG*, Berlin/München)
a) magnet; *b*) kotva; *c*) lamele; *d*) klizni kolut; *e*) držač četkica

Elektromagnetska spojka s *jednom tarnom površinom* (sl. 288) odlikuje se svojom jednostavnom i robustnom konstrukcijom. Magnet *a* jedna je polovina spojke, druga polovina je kotva *b*. Na magnetima su učvršćeni klizni koluti *c*, koji preko ugljenih četkica dovode u svitke istosmjernu struju. Pri prolazu struje magnet privlači kotvu, koja tlači prema tarnoj ploči *d*, te spaja oba dijela stvarajući vezu silom. Nakon prekida struje opruga *f* vraća kotvu u prvotni položaj.

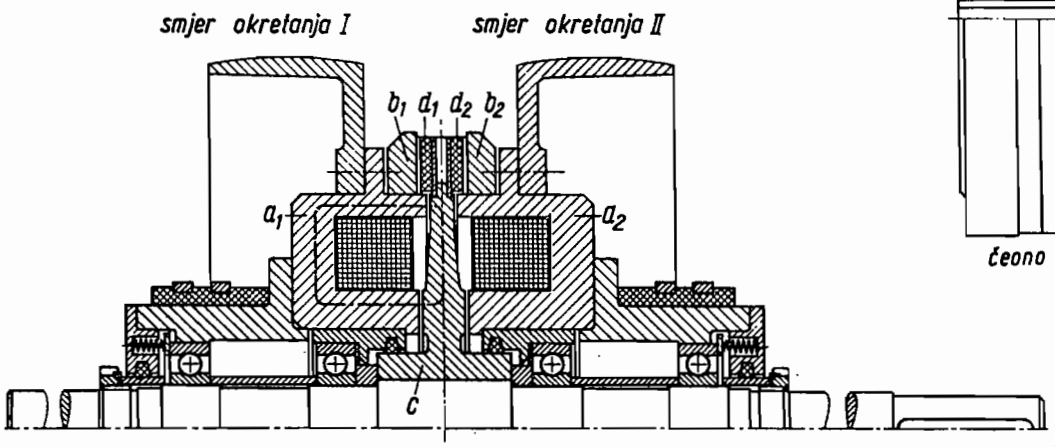
Za manje snage pokazale su se dobrim lamelne tarne spojke, kod kojih *magnetske silnice prolaze kroz lamele* (sl. 289). Paket lamela *c* leži između magneta *a* i kotve *b*, tako da magnetske silnice prolaze kroz paket lamela kako to pokazuje s točka-crtica iscrtana putanja na slici. Lamele se izrađuju od čelika koji se može magnetizirati, a moraju biti podmazivane. Spojka je uska i zauzima dosta malo prostora, ali zbog remanencije čeličnih tarnih

površina troši u praznom hodu relativno veliku snagu. Potrebne su, nadalje, veoma tanke lamele, da se tok magnetskih silnica ne bi skrenuo prije kotve, tj. još u paketu lamela. Tanke lamele malog su toplinskog kapaciteta. Te spojke se najčešće upotrebljavaju u prijenosnicima alatnih strojeva, gdje treba ubrzati samo manje mase, a prazni hod je ograničen, ili se vrši uz malu brzinu vrtnje. Zbog rashladnog ulja se električna struja dovodi kliznim kolutima preko četkica od brončane žice.

Specifična snaga trenja organskih i anorganskih tarnih obloga može se kod jednopovršinskih i dvopovršinskih spojki uzeti približno sa $\approx 13000\ \mathrm{Nm/cm^2 \cdot h}$. Lamele kod spojki s protokom magnetskih silnica podmazivane uljem imaju oko $2100\ \mathrm{Nm/cm^2 \cdot h}$, a bez protoka oko $4300\ \mathrm{Nm/cm^2 \cdot h}$. Kod elektromagnetske *zupčaste spojke* (sl. 290) magnet *a* je jedna polovina spojke, a kotva *b* druga polovina. Obje polovine imaju čeono ozubljenje, koje se uključuje privlačenjem kotve. Za ove spojke ne vrijede jednadžbe (208) i (209), jer rade pomoću veze oblikom, pa su prema tome krute spojke.



Slika 290. Elektromagnetska zupčasta spojka (*Richard Hofheinz & Co.*, Haan/Rhld.)



Slika 291. Elektromagnetska reverzibilna magnetska spojka

Za promjenu smjera vrtnje kod vratila konstruirane su specijalne spojke u kojima su mase, koje pri promjeni smjera vrtnje treba reverzirati, veoma male. Elektromagnetska *reverzibilna spojka* (sl. 291) sastoji se od dva elektromagneta, a_1 i a_2, koji se okreću stalno u suprotnom smjeru, pokretani zupčanikom ili remenicom. S vanjske strane nalaze se tarne ploče *b*. Na sredini vratila stezno je spojena kotva *c*, koja nosi tarne obloge *d*. Oba magneta uležištena su aksijalno pomično. Ukapčanjem magneta a_1 privlači se kotva *c*, a međusobno se tlače tarne obloge d_1 i tarne ploče b_1. Pomoću veze silom okreće se vratilo u smjeru *I*. Nakon prekida struje opruge rastavljaju magnet od kotve. Pri ukapčanju magneta a_2 okreće se vratilo u smjeru *II*. Pri svakom preklapanju iz jednog smjera vrtnje u drugi spojka mora usporiti rotaciju masa vratila i

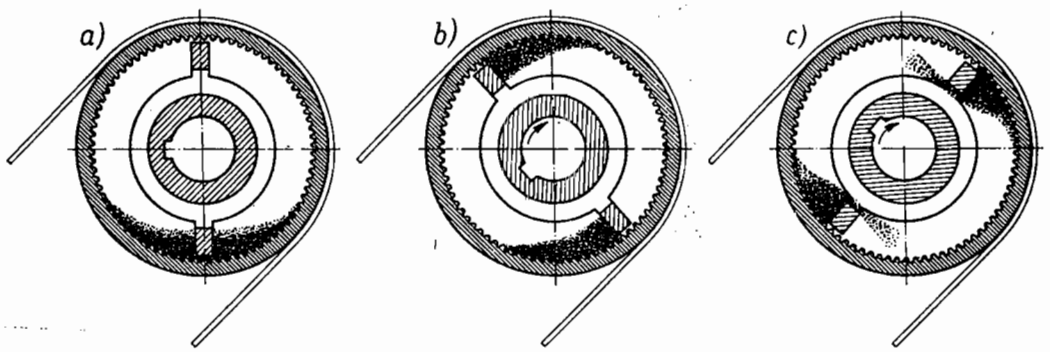
kotve i svih masa gonjene strane, a tek nakon toga ubrzati sve te mase u suprotnom smjeru. Spojka se pretežno upotrebljava za mijenjanje smjera radnog hoda stola dugih blanjalica.

Dovođenjem željeznog praha u magnetsko polje prah se magnetski povezuje u čvrstu masu. To svojstvo koristi se za spajanje na taj način, da se željezni prah dovede među magnetske polove pogonskog i gonjenog dijela spojke. *Magnetske spojke sa željeznim prahom* mogu se upotrebljavati i za sporopokretne spojke.

Sve elektromagnetske spojke upotrebljavaju *istosmjernu struju*, koja se najčešće dobiva iz mreže izmjenične ili trofazne struje preko selenskih ili silicijskih ispravljača. Uobičajeni priključni naponi za jednopovršinske i dvopovršinske spojke su 60, 110 ili 220 V, a za lamelne spojke 24 V. Okretni moment kod tarnih i magnetskih spojki sa željeznim prahom može se regulirati promjenom napona.

7.3. Spojka za puštanje u rad

Visokoturažni elektromotori puštaju se vrlo teško u rad pod opterećenjem. Kad bi se motori gradili tako jaki da mogu svladati velike momente potrebne za pokretanje, bilo bi to kod velikih rotacionih masa neekonomično, jer za vrijeme pogona nije potrebna velika snaga motora. Zbog toga se u postrojenje ugrađuju *spojke za puštanje u rad*, koje omogućuju da neopterećen motor (najčešće s kratkospojenim rotorom) dobije veliku brzinu vrtnje. Tek nakon toga priključuje se okretni moment koji postepeno ubrzava mase. Rotaciona energija rotora elektromotora potpomaže proces puštanja u rad.

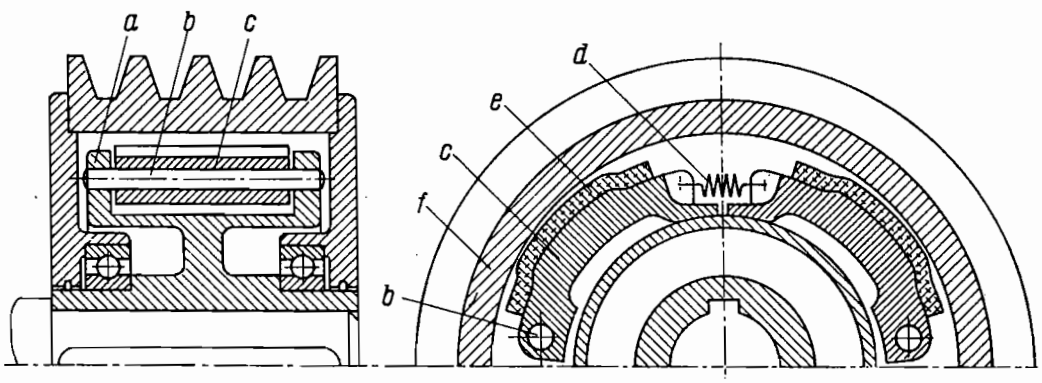


Slika 292. Način djelovanja spojke Pulvis (*Schütz & Co*)

Kao spojke za puštanje u rad najčešće se upotrebljavaju jeftine i robustne *centrifugalne spojke*. One automatski ukopčavaju spojku pri određenoj brzini vrtnje. Ekonomične su tek kad je brzina vrtnje preko 70 min^{-1}, jer se tek onda mogu postići potrebne centrifugalne sile. Djelovanjem centrifugalne sile spajaju se oba dijela spojke pomoću veze silom.

Spojka Pulvis (sl. 292) punjena je kalibriranim čeličnim kuglicama. Pogonska strana ima oblik dvaju krilaca, a gonjena ima zvonast oblik, s rebrima po cijelom unutarnjem obodu. Centrifugalne sile tlače čelične kuglice uz zvono.

Ispred krilaca stvaraju se naslage (nanosi) kuglica koje ostvaruju vezu silom. Slično radi *spojka Metalluk* s čeličnim kuglicama promjera 5 do 10 mm, ovlažene uljem, i višekrilnim pogonskim kolom.



Slika 293. Čeljusna centrifugalna spojka (*Friedr. Flender & Co.*, Bocholt)

Pogonski dio *a čeljusne-centrifugalne spojke* (sl. 293) nosi na svornjacima *b* okretljive čeljusti *c*, koje su tlačene oprugama *d* uz glavinu. Kada brzina vrtnje dostigne određenu vrijednost, centrifugalna sila čeljusti savladava silu u oprugama, pa čeljusti tlače svojim tarnim oblogama *e* na vanjski prsten *f* gonjenog dijela spojke. Tako se pokreće spojka pomoću veze silom.

Pomoću spojke s reguliranim puštanjem u rad mogu se bolje rješavati specifičnosti pogona, naročito kod klipnih strojeva. Njihov okretni moment regulira se hidraulički ili električki.

Turbohidraulična spojka Voith-Sinclair ima na pogonskoj strani rotor pumpe kao primarno kolo, a na gonjenoj strani turbinski rotor kao sekundarno kolo. Oba rotora, pumpe i turbine, zatvorena su u kućištu, koje je povezano s rotorom pumpe i napunjeno uljem. Ako je brzina vrtnje pumpe, koja je pogonski dio spojke i turbine, sinhronizirana, djelovanjem centrifugalne sile u prostoru lopatica pumpe i turbine stvorit će se prsten od ulja. Kada zbog opterećenja na gonjenoj strani padne brzina vrtnje u odnosu na pogonsku stranu, pod djelovanjem centrifugalne sile struji ulje iz prostora lopatica pumpe u prostor turbinskih lopatica. Djelovanjem centrifugalnih sila daje ulje lopaticama turbine okretni moment. On se može regulirati promjenom količine ulja.

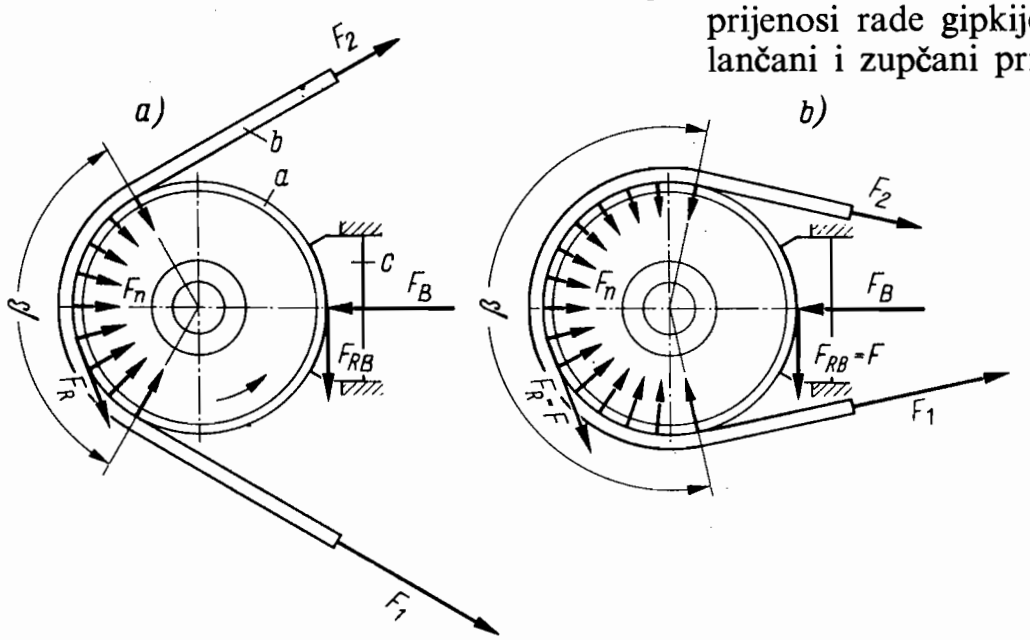
Kao spojke za puštanje u rad dolaze u obzir i *elektromagnetske tarne spojke* i *elektromagnetske spojke sa željeznim prahom* opisane u 7.2.2.

8. REMENSKI I LANČANI PRIJENOSNICI

8.1. Prijenos plosnatim remenom

8.1.1. Način djelovanja i vrste

Remenski prijenosi prenose sile i okretna gibanja između vratila, a naročito su prikladni za veće razmake osi vratila. Zbog elastičnosti remena remenski prijenosi rade gipkije nego lančani i zupčani prijenosi.



Slika 294. Način djelovanja obuhvatne trake (remena) na kočioni kolut
a) kod malog obuhvatnog koluta β; *b*) kod velikog obuhvatnog kuta β

Da bi se pokazali odnosi sila i trenja (sl. 294a) preko okretljive remenice *a* prebačen je remen *b*, zategnut silama F_1 i F_2, $(F_1 > F_2)$, tako da remen s normalnim silama F_n tlači na remenicu. Osim toga na remenicu tlači sila F_B kočne papuče *c*. Sila F_1 teži da okrene remenicu u smjeru strelice, jer remen stvara na remenici silu trenja $F_R = F_1 - F_2$. Najveće moguće sile trenja koje se javljaju na remenici djeluju na remen $\Sigma (F_n \cdot \mu)$ i na kočnu papuču $F_B \cdot \mu_B$. Koeficijenti μ i μ_B su odgovarajući koeficijenti trenja mirovanja (trenje prianjanja). Vrtnji remenice suprotstavlja se otpor trenja F_{RB} kočne papuče. Prema veličinama sila trenja mogući su slijedeći primjeri:

1. Sila trenja remena F_R je manja od $\Sigma (F_n \cdot \mu)$, ali veća od sile trenja kočne papuče $F_{RB} = F_B \cdot \mu_B$. Remen počinje da okreće remenicu, jer sila trenja remena savladava silu trenja kočenja. Na kočnoj papuči trenje mirovanja prelazi u trenje klizanja.
2. Sila trenja remena F_R je manja od moguće sile trenja kočne papuče $F_B \cdot \mu_B$. Remenica se zaustavlja, a remen klizi po remenici ako je $F_1 - F_2 > \Sigma (F_n \cdot \mu)$,

ali se zaustavlja i onda ako je $F_1 - F_2 < \Sigma (F_n \cdot \mu)$. U prvom slučaju trenje mirovanja remena prelazi u trenje klizanja (remen klizi).

Pod 1 navedeni primjer služi za prijenos snage kod remenskih prijenosa. Jedna remenica pokreće drugu remenicu pomoću remena, a pri tome mora da savlada njen okretni moment, koji odgovara gonjenom stroju. Obodnu silu F gonjene remenice treba izjednačiti sa silom trenja kočenja F_{RB}. Pod 2 navedeni primjer može se izbjeći ako se remen odgovarajuće predzategne. Isto tako se povećanjem obuhvatnog kuta β, prema slici 294b, povećava zbroj tlačnih sila F_n i remen može povući veću obodnu silu. Razlika sila F_1 i F_2 jednaka je onda vučnoj sili remena, i time je jednaka obodnoj sili F koju treba prenijeti.

Sposobnost remenskog prijenosa ravna se prema veličinama zateznih sila F_1 i F_2, koeficijentu trenja μ i obuhvatnom kutu β. Pomoću više matematike dolazi se za granični slučaj $F_1 - F_2 = \Sigma (F_n \cdot \mu)$ do slijedeće povezanosti tih veličina, što je poznato kao *Eytelweinova jednadžba*:

$$\textit{najveća sila u remenu} \quad F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\beta} \tag{210}$$

F_1, F_2 u Nm sile u remenu,
$e = 2{,}718\ldots$ baza prirodnog logaritma,
μ koeficijent trenja između remena i remenice,
β u rad obuhvatni kut na remenici.

Dio remena između dvije remenice remenskog prijenosa koji vuče naziva se *vučni ogranak*, a drugi, povratni, *slobodni ogranak* remena (vidi sl. 295a). Potrebno predzatezanje remena ostvaruju se:

1. *Vlastitom težinom remena* u vodoravnom položaju (sl. 295a). Zbog provjesa od vlastite težine pojedini djelići remena svojom težinom stvaraju komponente sila u uzdužnom smjeru remena. Zato treba da je remen dovoljno dugačak, a razmak vratila da bude $a \geqq 5$ m. Vučni ogranak treba da se nalazi na donjoj strani, kako bi se obuhvatni kut povećao, a ne smanjio.

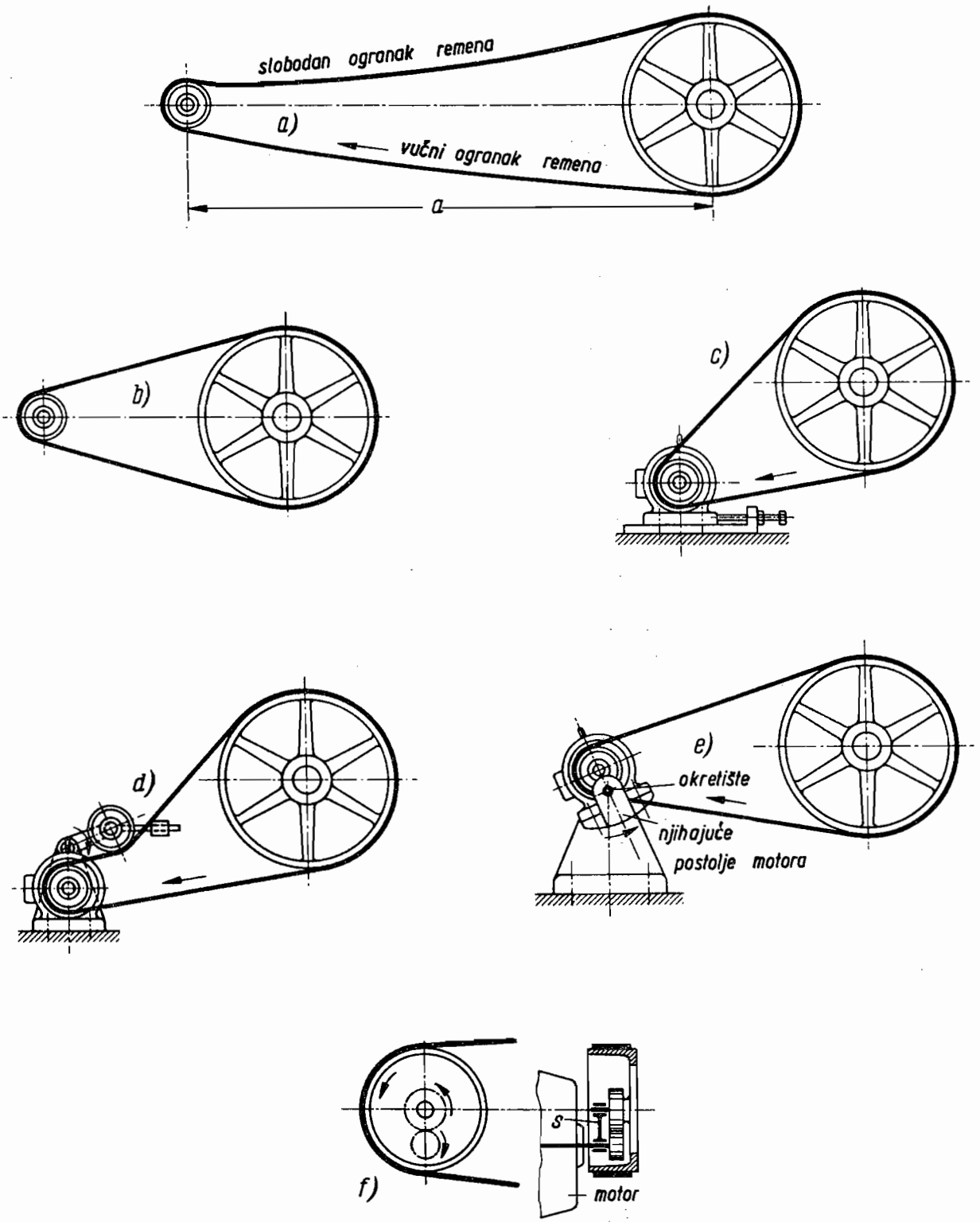
2. *Elastičnom deformacijom remena* (sl. 295b). Zategnuta duljina remena je manja od pogonske duljine, što znači da se remen rasteže, a time predzateže pri navlačenju. Budući da se svaki remen vremenom trajno rasteže, potrebno ga je u određenim vremenskim razmacima naknadno zatezati.

3. *Zatezanjem remena* pomicanjem pogonskog motora priteznicama (sl. 295c).

4. *Zateznom remenicom* (sl. 295d), koja djelovanjem utega ili opruge tlači na povratni slobodni ogranak remena.

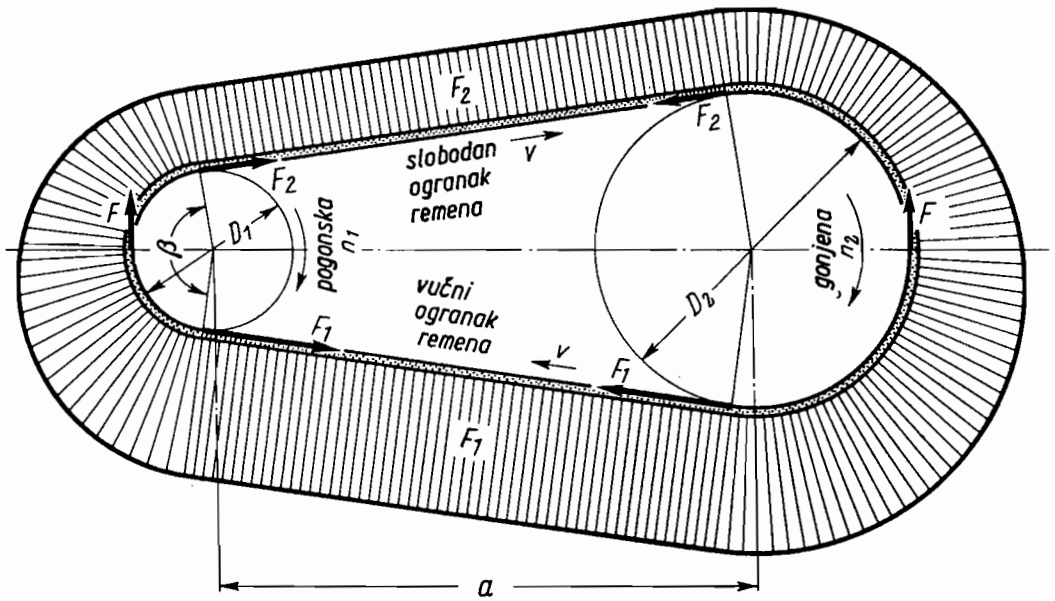
5. *Samozateznim uređajima* (*Sespa*). Pri izvedbi prema slici 295e, motor se nalazi na okretnom postolju. Reaktivnim momentom rotora motora na kućište, zakreće se postolje u smjeru strelice i ostvaruje predzatezanje remena. Promjene opterećenja nepovoljno se odrazuju, te mogu dovesti do nepoželjnih vibracija. Kod izvedbe prema slici 295f motor je opremljen zupčanim prijenosnikom kojeg se može zakretati. Remenica sačinjava s drugim zupča-

nikom jednu cjelinu i može se okretati oko osovine motora. Remen se zateže zbog reaktivne sile na zubu, jer ona okreće zakretnu polugu s protivno smjeru okretanja remenice.

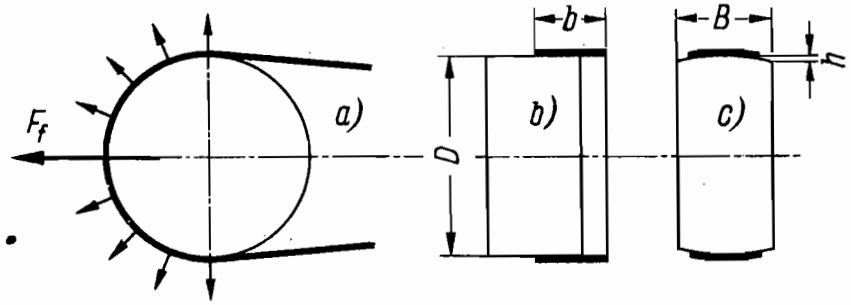


Slika 295. Princip zatezanja pogonskog remenja
a) vlastitom težinom remena; *b*) navlačenjem remena pod predzatezanjem; *c*) pomicanjem pogonskog motora pomoću priteznica; *d*) zateznom remenicom; *e*) pomoću momenta izazvanog težinom motora; *f*) pomoću obodne sile zupčanog prijenosnika

Slika 296 pokazuje tok sila F_1 i F_2 na remenskom prijenosu u toku pogona. Zbog boljeg pregleda sile su nacrtane zaokrenute za 90°. Za vrijeme dok remen prelazi preko pogonske remenice smanjuje se zatezna sila F_1 na F_2, te nastaje rasterećenje, a remen se *skraćuje*. Obrnuto, pri prijelazu remena preko gonjene remenice povećava se zatezna sila od F_2 na F_1, remen se *produljuje*. Neprekidno skraćivanje i produljivanje remena dovodi do malog *puzanja remena*, elastičnog puzanja, koje se očituje kao razlika obodne brzine obiju remenica. Puzanje iznosi 1 do 2% i može se najčešće zanemariti u proračunima. Zbog puzanja remena površine remenica moraju biti glatke, kako bi habanje remena ostalo u snošljivim granicama. Ako je sila F koja se prenosi veća od sile otpora trenja F_R, onda dolazi do *klizanja* remena po manjoj remenici.



Slika 296. Tok sila na remenskom prijenosu u toku rada

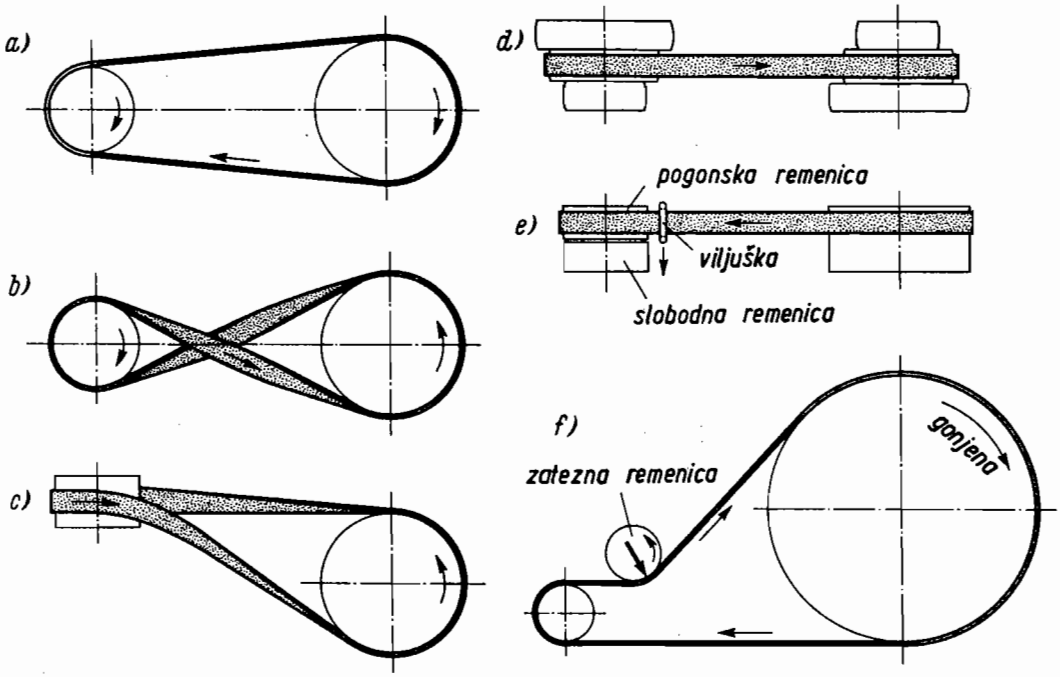


Slika 297. Djelovanje centrifugalne sile na remen u toku rada
a) centrifugalne sile na pojedinim dijelovima remena (F_f = rezultirajuća centrifugalna sila); *b*) cilindrična remenica; *c*) obla remenica

Zbog nejednolikih duljina rubova remena on nastoji da uslijed centrifugalne sile silazi bočno s remenice (sl. 297b). Ako obje remenice, ili barem jednu, izradimo *zaobljeno* (bombirano), centrifugalna sila tjera remen prema najvećem promjeru, tj. sredini remenice (sl. 297c).

Za razne slučajeve pogona postoje:

1. *Otvoreni remenski prijenos* (sl. 298a). Za njega je najpogodniji vodoravan položaj, tako da je s donje strane vučni ogranak, a s gornje strane slobodni ogranak, koji svojom težinom stvara provijes i na taj način povećava obuhvatni kut. U okomitom položaju na remen djeluje težina remena gornje remenice kao sila predzatezanja, a na remenu donje remenice te sile u tom slučaju nema.



Slika 298. Vrste remenskih prijenosa
a) otvoreni prijenos; *b*) križni prijenos; *c*) polukrižni prijenos; *d*) prijenos stepenastim remenicama; *e*) prijenos pogonskom i slobodnom remenicom; *f*) prijenos zateznom remenicom

2. *Križni remenski prijenos* (sl. 298b) upotrebljava se za prijenos snage pri suprotnom smjeru okretanja vratila. Zbog križanja remena povećava se obuhvatni kut, a križni remen manje naginje klizanju. Neizbježno dodirivanje kliznih ploha na mjestima križanja dovodi do štetnog trošenja.
3. *Polukrižni remenski prijenos* (sl. 298c) upotrebljava se za prijenos snage kod mimosmjernih vratila. Obuhvatni kut je obično veći od 180°. Može se izvoditi samo s cilindričnim remenicama. Uski remeni bolje se prilagođuju, jer nejednolikost remena raste s njegovom širinom.
4. *Prijenos stepenastim remenicama* (sl. 298d), otvoreni ili križni. Upotrebljava se za prijenos snage s promjenljivom brzinom vrtnje. Poželjno je da su pojedini stepeni zaobljeni (bombirani), kako ne bi došlo do ribanja remena na rubovima remenice.
5. *Prijenos pomoću pogonske i slobodne (jalove) remenice* (sl. 298e), otvoreni ili križni, omogućuje isključenje gornjeg stroja pri daljnjem radu pogona. Za vrijeme rada remen se pomoću vilice može prebaciti od pogonske na slobodnu remenicu i obrnuto. U blizini mjesta gdje remen nailazi na remenicu

je sila pomicanja vilice najmanja. Obje remenice se najčešće izrađuju zaobljeno (bombirano), a slobodna remenica je s nešto manjim promjerom od pogonske, kako bi u praznu hodu remen bio manje zategnut.

6. *Remenski prijenos pomoću zatezne remenice* (sl. 298 f) upotrebljava se pri malom razmaku osi i velikom prijenosnom odnosu, kada otvoreni remenski prijenos zbog premalog obuhvata remenica ne bi zadovoljio. Na povratni slobodni ogranak remena stavlja se zatezna remenica, koja zateže remen vlastitom težinom, utezima ili oprugama, te na taj način kod obje remenice povećava obuhvatni kut. Nasuprot drugim metodama, ovdje se može točno odrediti veličina predzatezanja remena. Ona se ne mijenja i nakon trajne deformacije remena, jer zatezna remenica slijedi produljena. Dodatno naprezanje na savijanje u suprotnom smjeru zbog zatezne remenice skraćuje trajnost remena. Zatezna remenica ne smije biti zato manja od male remenice, a osim toga mora biti cilindrična, kako bi se izbjeglo daljnje savijanje remena. Remenski prijenosi sa zateznim remenicama su skuplji nego obični otvoreni remenski prijenosi.

8.1.2. Materijal remenja i način spajanja

Najvažniji *zahtjevi* koji se postavljaju na materijal remenja jesu: dobra adhezija između remena i remenice (velik koeficijent trenja), velika čvrstoća na kidanje, velika elastičnost s malom trajnom deformacijom, velika dinamička izdržljivost na savijanje, neosjetljivost na atmosferske utjecaje, na ulja, a po mogućnosti i na kemikalije. Svi ovi zahtjevi ne mogu se ostvariti s jednim materijalom.

U zadnje vrijeme izrađuje se remenje od umjetnih masa i višeslojnog materijala, koji otvaraju široke mogućnosti primjene. Materijali za plosnate remene pretežno su:

1. *Koža*, koja ima koeficijente trenja koji drugi materijali jedva mogu doseći. Za izradu kožnatog remenja upotrebljava se goveđa *poleđina* (goveđa koža s hrpta), koja se štavi ili biljnim štavilima ili štavilom kromovih soli. Prvim postupkom dobiva se obična, a u drugim *kromova koža*. Kožnati remen štavljen *biljnim štavilom* označava se sa (L), a kromovom soli sa (C).

   Za manje opterećene remenske prijenose upotrebljava se obični kožni remen. Kromni remen je čvršći i može raditi u zraku sa 60 % vlage.

   Prema sadržaju masti u koži razlikuje se *standardna koža* (S), *gipka koža* (G) i *vrlo gipka koža* (HG). S-koža dolazi u obzir kod manjih brzina remena, kod pogona koji se isključuju i kod grubih pogona. G-koža je za normalne i križne prijenose, i prijenose pomoću koničnih remenica. HG-koža je prikladna za sve vrste pogona, a to znači za velike brzine, velike savojne učestalosti, mali razmak vratila, i mali obuhvatni kut, za zatezne remenice i polukrižne remenske prijenose.

Nadalje se razlikuje *suho izduljena koža* (T) i *mokro izduljena* koža (N). Ova druga očituje u pogonu manju plastičnu (trajnu) deformaciju.

2. *Tkanine* od organskog ili sintetičkog materijala. U prvu grupu spadaju pamuk, celulozna vuna, životinjske dlake (dlake od deve i koze), konoplja (kudelja), lan, prirodna svila, a u drugu grupu umjetna svila, najlon i perlon.

   Tkano remenje ima, nasuprot kožnatom, jednoliku strukturu, a može se izraditi u obliku beskonačne trake, zbog čega im je mirniji rad. Remeni od tkanina osjetljiviji su na rubove i već mala oštećenja mogu dovesti do njegova kidanja.

   Razne debljine remena dobivaju se slaganjem više slojeva tkanina, koje se vežu šivanjem, lijepljenjem pomoću *balate* ili *gutaperke*, ili vulkaniziranjem *gumom*. Najčešće se upotrebljava remenje od balate. Balata se dobiva kao mliječni sok jednog tropskog drveta, koji sasušen daje elastično ljepilo čime se lijepe slojevi složenih pamučnih tkanina.

   Remeni od *balata* su dva do tri puta čvršći od kožnatih remena. Neprikladni su u toplim prostorijama, osjetljivi su na ulje i benzin, a neosjetljivi na vlagu i prašinu.

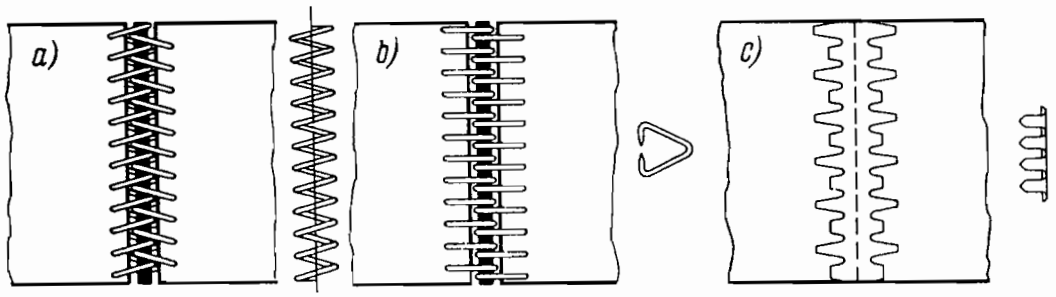
   Ako kaučuk služi kao vezivni materijal, govori se o *gumenom remenju* (remen guma-tkanina). Ako se navulkanizira tanak zaštitni sloj bune ili perbunana, mogu postati otporni protiv ulja i benzina i mogu raditi na temperaturi od 70 do 80 °C, a neosjetljivi su protiv vlage i prašine. Budući da su specifički teži nego remenje od kože i balate, stvaraju veće centrifugalne sile pri prijelazu preko remenica.

3. *Umjetne mase* kao poliamid, najlon i perlon. Rijetko se upotrebljava remenje samo od jedne jedine umjetne mase. Najčešće je to jedna beskonačna najlonska traka, koja je zbog povećanja koeficijenta trenja prevučena umjetnom gumom. Takovo remenje je veoma čvrsto i radi praktički bez deformacija. Mogu se zato postići brzine remena do 100 m/s. Veoma su savitljivi i neosjetljivi prema mazivima i atmosferskim utjecajima.

   Prema novim postupcima spaja se koža i umjetne mase u *višeslojni remen*. Takav višeslojni plosnati remen sastoji se od jednog sloja kromne kože, koja je u dodiru s remenicom i ima velik koeficijent trenja, jednog sloja najlona velike vlačne čvrstoće, te jednog pokrivnog gornjeg sloja od kromne kože ili gumirane tekstilne tkanine. Gornji pokrivni sloj može, međutim, otpasti. Visokovrijedno višeslojno remenje pušta proizvođač da neko određeno vrijeme radi da bi se rasteglo, pa da u pogonu radi praktički bez puzanja.

Krajevi remena vežu se šivanjem, lijepljenjem ili se mehanički spajaju u beskonačnu traku. Iako je ljepljenje najbolje i najsigurnije, ipak se najviše remenja sastavlja spajalicama, kako bi se u slučaju potrebe moglo nakon trajne deformacije obaviti skraćivanje ili demontaža.

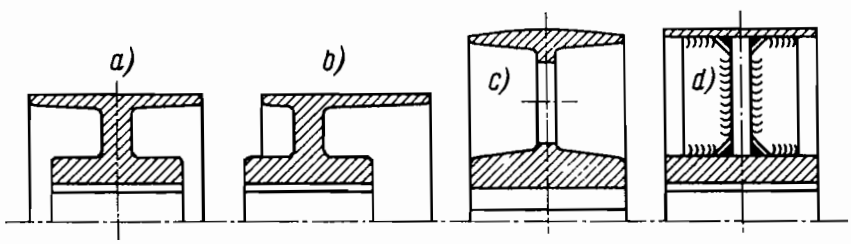
Žičane spajalice (sl. 299a) su najjednostavnije. Krajevi remena dobivaju žičane zavojnice koje se međusobno tako postave da kroz njih može proći kožnati zatik, koji zglobno povezuje krajeve. Kao dobre pokazale su se i spajalice u *obliku kuke* (sl. 299b), te *kandžaste spajalice* (sl. 299c). U principu, spajalice u obliku kuke odgovaraju žičanim spajalicama. Umjesto zavojnica utisnute su kuke. Kandžaste spajalice stvaraju krutu vezu. Postoji još čitav niz spajalica za remenje koje se ovdje neće razmatrati.



Slika 299. Spajanje remena
a) Žičana spajalica; *b*) Spajalice u obliku kuka; *c*) Kandžasta spajalica

8.1.3. Cilindrične remenice

Remenice se izrađuju najčešće od sivog lijeva, čeličnog lijeva, lakih metala, od čeličnih poluproizvoda, kao zavarena konstrukcija. Glavne mjere (tablica 91) su standardizirane prema DIN 111 (JUS M.C1.231, 241 i 242). Vijenci (sl. 297) se izrađuju *cilindrični* ili *zaobljeni* (bombirani). Kod zaobljenih remenica mora se remen naknadno prilagoditi (priljubiti) zaobljenju. Kod kožnatog remenja se u pravilu za pogonsku remenicu predviđa ravna cilindrična, a za gonjenu zaobljena remenica. Pri brzini remena preko 30 m/s uzimaju se obje remenice zaobljene. Za remenje od tekstila i umjetnih masa dovoljne su cilindrične remenice. Remenice se moraju okretati a da se ne zanašaju. Remenice treba *uravnotežavati statički*, a pri brzini od preko 25 m/s i *dinamički*. Za obodne brzine do 35 m/s zadovoljavaju remenice od sivog lijeva, a iznad toga remenice su od čeličnog lijeva ili čelika. Ako su potrebne zamašne mase, upotrebljavaju se remenice s velikom težinom vijenca.



Slika 300. Remenice s rebrom koje povezuju vijenac i glavinu
a) simetrični položaj glavine; *b*) nesimetrični položaj glavine kod konzolnog uležištenja remenice; *c*) s okruglim otvorima na poprečnom rebru; *d*) zavarena izvedba

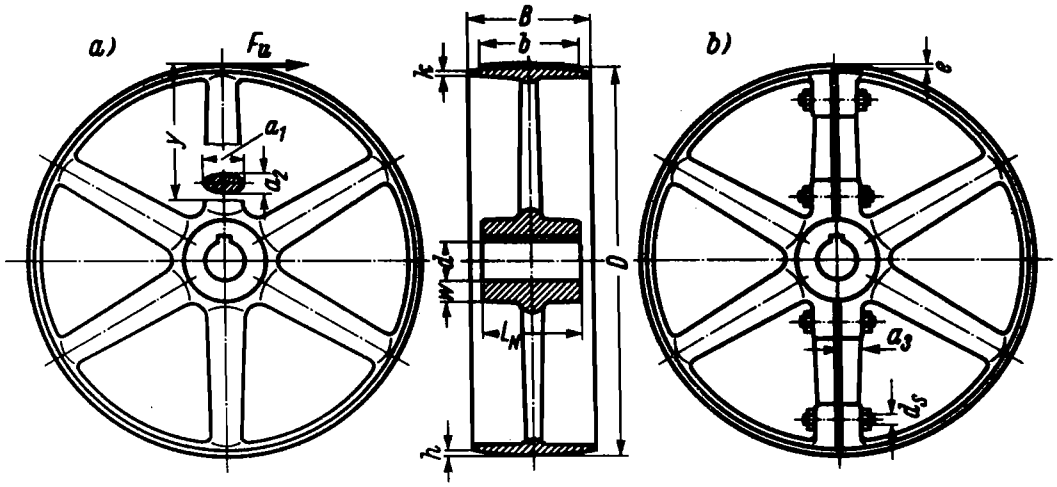
Razne remenice prikazane na slikama 300 do 302 mogu, prema ugradnji, biti jednodjelne ili dvodjelne. Manje remenice dobivaju poprečna rebra koja

povezuju vijenac i glavinu (sl. 300), a veće 3 do 8 paoka (sl. 301). Na temelju iskustva se kod proračuna broj paoka zaokružuje na veću vrijednost:

broj paoka

$$z \approx \sqrt{\frac{0{,}023\,D}{\text{mm}}} \tag{211}$$

D u mm promjer remenice.



Slika 301. Veće remenice od sivog lijeva: *a*) jednodjelna; *b*) dvodjelna

Presjek paoka najčešće je eliptičan s odnosom duljina osi $a_1/a_2 = 2$ do 2,5 (sl. 301).

Opasni presjek paoka provjerava se na savijanje. Prema iskustvu pretpostavlja se da $z/3$ paoka nose, a da obodna sila F_u stvara moment savijanja. Tada je:

savojno naprezanje

$$\sigma_f = \frac{F_u \cdot y}{W \cdot z/3} \tag{212}$$

σ_f u N/mm² savojno naprezanje u najopasnijem presjeku paoka,
F_u u N vlačno naprezanje remena = obodna sila na remenici,
y u mm krak od sile F_u do opasnog presjeka,
W u mm³ moment otpora presjeka paoka za eliptički presjek $= \frac{\pi}{32} a_1^2 \cdot a_2 \approx 0{,}1\, a_1^2 \cdot a_2$,
z broj paoka.

Kao *dopušteno savojno naprezanje* može se uzeti $\sigma_{f\,dop} \approx 0{,}2\,\sigma_M$, ako σ_M označava vlačnu čvrstoću materijala remenice. Obrnuto se iz jednadžbe (212) može izračunati W sa $\sigma_{f\,dop}$ a time i a_1 i a_2.

Paoci su smješteni u sredinu širine remenice, osim kod konzolno uležištenih remenica, kako bi se smanjio moment savijanja vratila. Iz montažnih razloga se remenice promjera preko $D = 2$ m izrađuju kao dvodjelne. Naležna površina polovina dvodjelne remenice, što se dobiva nakon lijevanja cijele remenice tako da se remenica na tom mjestu lomi, stavlja se između dvo-

strukih paoka (sl. 301 b). Polupaoci se izrađuju debljine $a_3 = 0{,}6\, a_1$. Širina površine koja se nakon lijevanja lomi je $e \approx 5$ mm.

Uobičajeni promjer

vijka za spajanje je $$d_s \approx 0{,}2 \sqrt{L_N \cdot w} + 7 \text{ mm} \qquad (213)$$

L_N u mm duljina glavine,
w u mm debljina glavine.

Ako je širina remenice $B > 0{,}1\, D + 200$ mm, onda se stavlja *dva reda paoka* u razmaku od 0,5 do 0,6 B (sl. 302). Uobičajena duljina glavine kod remenica je: $L_N \approx 1{,}2$ do $1{,}5\, d$.

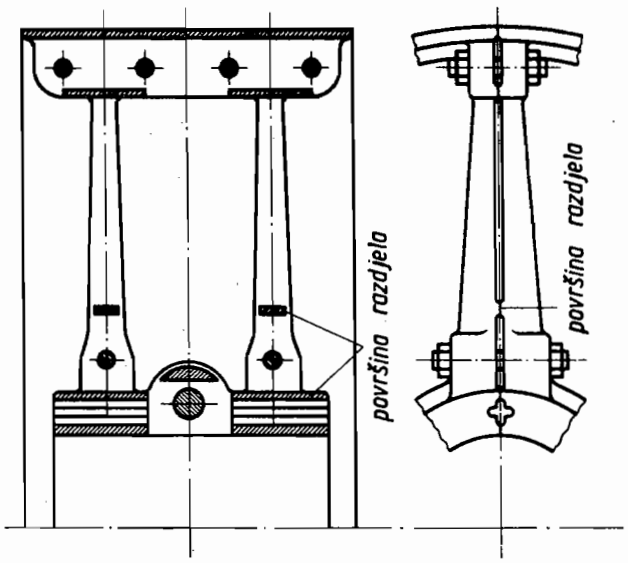
Debljina vijenca cilindrične remenice $$k \approx 0{,}005\, D + 2 \text{ mm}, \qquad (214)$$

Debljina vijenca zaobljene remenice $$k \approx 0{,}003\, D + 3 \text{ mm}, \qquad (215)$$

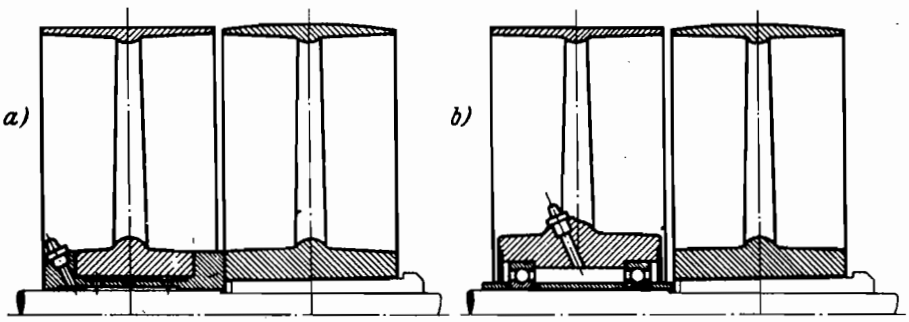
Tablica 91. Glavne mjere remenice u mm prema DIN 111 (JUS M.C1.231, 241 i 242)

Promjer D	Širina vijenca B																	
	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	Najveća širina remena b																	
	20	25	32	40	50	71	90	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
	Visina zaobljenosti h																	
40	0,3	0,3	0,3	0,3														
50	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
63		0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
71			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
80			0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3									
90				0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
100				0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
112					0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
125					0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4						
140					0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4						
160					0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5						
180					0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5						
200					0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
224					0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
250					0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
280					0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8		
315					1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
355					1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1		
400					1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2		
450					1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500					1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
560					1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630					1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
710							1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
800							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
900							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
1000							1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3
1120								1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3,5
1250								1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4
1400								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
1600								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	5
1800								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	5
2000								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	6

Debljina glavine $w = 0{,}4\,d + 10$ do 15 mm. (216)



Slika 302. Dvodjelna remenica sa dva reda paoka



Slika 303. Uređaji na slobodnoj remenici
a) dvodjelna slobodna remenica uležištena pomoću dvodjelnih kliznih blazina;
b) slobodna remenica uležištena pomoću kugličnih ležaja

Slobodne remenice dobivaju ležajne tuljke, uljevke iz bijele kovine, olovne bronce ili valjne ležaje (sl. 303).

8.1.4. Proračun

Pod prijenosnim omjerom podrazumijeva se odnos brzina vrtnje remenica:

prijenosni omjer $i = n_1/n_2 \approx D_2/D_1$ (217)

n_1 u min^{-1} brzina vrtnje male remenice,
n_2 u min^{-1} brzina vrtnje velike remenice,
D_1 u m promjer male remenice,
D_2 u m promjer velike remenice.

Uobičajeni su: $i \leqq 6$ za otvorene prijenose, $i \leqq 15$ za prijenose sa zateznom remenicom, $i \leqq 20$ za višeslojno remenje.

Okretni moment male remenice dobiva se iz snage i brzine vrtnje:

Okretni moment male remenice $T_1 = P/\omega_1$ (218)

T_1 u Nm okretni moment male remenice,
P u W snaga koja se prenosi,
ω_1 u rad/s kutna brzina male remenice $= 2\pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1}.

Brzina remena

$$v \approx D_1 \cdot \pi \cdot n_1 = R_1 \cdot \omega_1 \approx D_2 \cdot \pi \cdot n_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (219)$$

v u m/s brzina remena $\approx$ obodna brzina obaju remenica,
D_1, D_2 u m promjeri remenica,
R_1, R_2 u m polumjeri remenica,
n_1, n_2 u s^{-1} brzina vrtnje remenica,
ω_1, ω_2 u rad/s kutne brzine remenica.

Obuhvatni kut kod male remenice izračunava se za:

otvoreni prijenos

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a} \quad (220)$$

križni prijenos

$$\sin\frac{\beta - 180°}{2} = \frac{D_1 + D_2}{2a} \quad (221)$$

D_1, D_2 vidi legendu za jednadžbu (219),
a u m razmak osi (vidi sl. 296, str. 268).

Remen je na vučnom ogranku opterećen vučnom silom F_1 vlačnim naprezanjem σ_1. Pri prijelazu preko remenica remen je savijan i opterećen sa σ_f na savijanje. Pri prijeazu preko remenica remen se i dalje zateže sa σ_c zbog centrifugalne sile. Najveće vlačno naprezanje u remenu je $\sigma = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_c$. Ovo naprezanje može biti najviše toliko koliko iznosi dopušteno naprezanje σ_{dop} za materijal remena (tablica 92) i prema tome vrijedi za granični slučaj da je $\sigma = \sigma_{dop}$. Pod ovom pretpostavkom naprezanje u vučnom ogranku iznosi $\sigma_{1\,dop} = \sigma_{dop} - (\sigma_f + \sigma_c)$. Uvrštavanjem odgovarajućih veličina dobiva se:

Dopušteno naprezanje u vlačnom ogranku remena

$$\sigma_{1\,dop} = \sigma_{dop} - \left(E_f \frac{s}{D_1} + \frac{\varrho}{\text{kg/dm}^3} \cdot \frac{v^2}{(\text{m/s})^2}\, 0{,}1\ \text{N/cm}^2 \right) \quad (222)$$

$\sigma_{1\,dop}$ u N/cm² dopušteno naprezanje vučnog ogranka,
σ_{dop} u N/cm² dopušteno vlačno naprezanje za materijal remena prema tablici 92,
E_f u N/cm² savojni modul elastičnosti materijala remena prema tablici 92,
s u cm debljina remena,
D_1 u cm promjer male remenice,
ϱ u kg/dm³ gustoća materijala remena prema tablici 92,
v u m/s brzina remena.

Da remen ne bi bio prekomjerno savijan i time se kratio njegov vijek trajanja, potrebno je da se *ne prekoračuje odnos* s/D_1 dan u tablici 92 za razne materijale remenja. Debljina remena s je veličina koja zavisi od materijala (vidi tablicu 92).

Tablica 92. Tehnički podaci (srednje vrijednosti) plosnatih remena

Vrst remena			Dopuštene vrijednosti						σ_M N/cm²	E_v N/cm²	E_f N/cm²	ρ kg/dm³	μ (suho)
			s mm	v m/s	σ N/cm²	f_B 1/s	s/D_1	t °C					
Kožnati remen	Standardni	S	3 . . . 20	30	400	5	0,033	35	2500	25000	7000	1,0	Jednadžba 223
	Gipki	G	3 . . . 20	40	450	10	0,04	35	3000	35000	6000	0,95	
	Veoma gipki	HGL	3 . . . 20	50	550	25	0,05	45	3500	45000	5000	0,9	
		HGC	3 . . . 20	50	600	25	0,05	70	3750	45000	5000	0,9	
Tkano remenje	Guma-balata-pamuk		3 . . . 8	40	440	30	0,035	45	5500	80000	5000	1,2	0,5
	Guma-pamuk		3 . . . 7	40	400	30	0,033	70	5300	90000	5000	1,25	0,5
	Balata-pamuk		3 . . . 8	40	440	30	0,04	40	5800	120000	5000	1,25	0,5
	Balata-uže od korda		4 i 5	40	520	20	0,05	40	6800	135000	3000	1,25	0,5
Tekstino remenje	Umjetna svila, impregnirana		2 . . . 18	50	420	40	0,04	70	5000		4000	1,0	0,35
	Celulozna vuna (češljana)		2 . . . 10	50	400	40	0,04	70	5000		4000	1,1	0,8
	Pamuk		4 . . . 12	50	370	40	0,05	70	4200	95000	4000	1,3	0,3
	Devina dlaka		3 . . . 6	50	400	30	0,05	70	3500	45000	4000	1,1	0,3
	Lan-ramija-Reyon i prirodna svila (beskrajno tkano)		0,4 . . . 12	60	900	80	0,06	70	> 10000		4000	0,95	0,3
	Nylon, perlon		0,4 . . . 5	65	1900	80	0,04	75	20000		25000	1,1	0,15
Remenje od umjetnog materijala kao višeslojni s vlačnim slojem od nylona, perlona ili poliamida	Tarni sloj	koža	1 . . . 4[1])	80 . . . 100	1900	80	0,01	60	20000	25000	25000	1,15	vidi koža
		guma	1 . . . 4[1])		1900	80	0,01	75	20000	25000	25000	1,15	0,75

[1]) Debljina vlačnog sloja od umjetnog materijala. Na to se dodaje 1,3 mm kod jednostrane obloge, a 2,6 mm kod dvostrane obloge od kože ili gume. Kao proračunski presjek uzima se samo vlačni sloj remena.

Tablica 93. Faktor opterećenja c_1 za strojeve raznih vrsta, snaga i zaleta

Vrst stroja		
Lagani pogoni	**Male** tokarilice, strojevi za okruglo brušenje, glodalice, bušilice i centrifuge	1 . . . 0,9
	Srednje tokarilice, brusilice, glodalice, **centrifugalne** sisaljke, puhala, transportne trake, rotacioni tiskarski strojevi	0,9 . . . 0,85
Srednji pogoni	Grupni pogoni. **Velike** tokarilice, automatske tokarilice, brusilice za ravno brušenje, glodalice, bušilice, štance, brzohode preše, strojevi za obradu **drveta** (osim pile jarmače), kružne pile u poljoprivredi i građevinarstvu, **tekstilni** strojevi (osim tkalačkih stanova), holenderi, trgalice, **tiskarski** strojevi, **miješalice,** gnječilice, strojevi za pranje, strojevi za mesnu industriju, hladnjače, **vršalice,** mlinovi za žito i stočnu hranu, velike centrifuge	0,8
	Dubilice, brzohodne blanjalice, male i srednje preše za tlačenje i izvlačenje, mali valjački stanovi, provlačilice, tiještilice, stapni kompresori, stapne sisaljke, **tkalački stanovi** za lake tkanine, veliki strojevi za pranje, miješalice i mlinovi za cement, pile jarmače (gater), kružne pile u poljoprivredi i **građevinarstvu,** strojevi u ciglanama, strojevi za usitnjavanje materijala srednje tvrdoće	0,7
Teški pogoni	**Stapne** sisaljke kod naročito teškog pogona (npr. odvodnjavanje gradova), **srednje** valjačke stanove, tkalačke stanove za teške tkanine, strojevi za usitnjavanje tvrdog materijala, mlinovi na kugle, mlinovi čekićari, drobilice **ili** strojevi s trenutnom promjenom okretaja ili podizaja s velikim masama (bez zamašnjaka) npr. teške blanjalice ili strojevi za ravno brušenje	0,6
	Strojevi s teškim uravnoteženim masama **ili** s veoma promjenljivim otporima pri radu, npr. **teški** valjački stanovi i slično	0,5
Snaga	Dobro procjenjivo, promjene male Teže procjenjivo ili kratkotrajna opterećenja **Kratkotrajno** opterećenje do 50% **Dulje** preopterećenje do **50%**, a **kraće** do **100%** **Dulja** preopterećenja do **100%**, a **kraća** do **150%**	0,9 0,8 0.7 0,6 0,5

	Zalet	Izravno ukapčanje	Spoj zvijezda-trokut	S pokretačem
Ubrzanje masa	Vrlo malo	1 . . . 0,9	1 . . . 0,9	1 . . . 0,9
	Malo i kratkotrajno	0,9	1 . . . 0,9	1 . . . 0,9
	Malo pri maloj učestalosti ukapčanja	0,9 . . . 0,85	0,9	1 . . . 0,9
	Malo pri velikoj učestalosti ukapčanja	0,8	0,9 . . . 0,8	0,9
	Srednje veliko pri maloj učestalosti ukapčanja	0,7	0,8	0,9
	Srednje veliko pri velikoj učestalosti ukapčanja	0,6	0,7	–
	Veliko i kratkotrajno	–	0,6	0,8
	Veliko i dugotrajno	–	0,5	0,7

Samo ako su poznata vršna opterećenja pri zaletu i pogonu i ako je remen prema njima proračunat, tada mogu otpasti gornje vrijednosti za c_1. U tom slučaju se za korekcioni faktor odabire $c_1 = 1 \ldots 0{,}9$. Inače **za c_1 treba birati najmanju vrijednost prema vrsti stroja, snazi i načinu zaleta!**

Tablica 94. Korekcioni faktori c_2 i c_3 za uvjete okoline i položaj prijenosnika

Uvjeti okoline	c_2
Suhi zrak, normalne promjene vlage i temperature	1
Velike i brze promjene vlage i temperature	0,9
Hermetično zatvoreno. Ulje u atmosferi, tako da se vremenom stvara naslaga.	
Povremeno uljne kapljice. Prašnjiv zrak. Opasnost od električnog naboja	0,8
Vrlo jake, spore promjene vlage i temperature. Stalno mokra prostorija	0,7

Smještaj pogona c_3				
Koso pod 45°	okomito-uspravan	Pogon vodoravan, opterećeni dio remena gore	dolje	polukrižani
0,9	0,8	0,9	1	0,8

Pokazalo se da koeficijent trenja kožnog remena, kao i onog koji ima samo dodirni kožni sloj, nije konstantan već raste s brzinom remena. To je zbog toga što remen pri većim brzinama ima manje vremena za svoje produljivanje i skraćivanje na remenicama i zato manje puže, dakle bolje prianja.

Koeficijent trenja za kožne remene iznosi $\mu \approx 0{,}22 + f\frac{v}{\text{m/s}}$ (223)

f	faktor prianjanja $=0{,}012$ pri radu na unutarnjoj strani kože (normalni slučaj!), $=0{,}02$ pri radu na vanjskoj strani,
v u m/s	brzina remena.

U graničnom se slučaju može prenijeti vlačna sila $F = F_1 - F_2$ (vidi sl. 296). Ako se ovo svede na jedinicu širine remena, dobiva se specifična nazivna vlačna sila $F_N = F/b > \sigma_1 \cdot s - \sigma_2 \cdot s$, gdje b znači širinu remena, a s debljinu remena. Pomoću Eytelweinove jednadžbe može se izračunati snaga koja se u graničnom slučaju može prenositi remenom širine 1 cm:

specifična nazivna snaga $P_N = F_N \cdot v = \sigma_{1\,dop} \cdot s \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta}}\right) v$ (224)

P_N u W/cm	korisna snaga koja se u graničnom slučaju može prenositi po cm širine remena,
$\sigma_{1\,dop}$ u N/cm^2	dopušteno naprezanje u vučnom ogranku prema jednadžbi (222),
s u cm	debljina remena,
μ	koeficijent trenja prema tablici 92,
β u rad	obuhvatni kut na maloj remenici [jednadžba (220), odnosno (221)],
v u m/s	brzina remena prema jednadžbi (219).

Prema ovoj specifičnoj nazivnoj snazi ne smije se još odrediti širinu remena; treba uzeti u obzir i moguće preopterećenje, uvjete okoline, te stanje pogona. Stvarno potrebnu širinu remena treba izračunati iz jednadžbe:

širina remena $b = \frac{P}{P_N \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3}$ (225)

b u cm	potrebna širina remena,
P u kW	snaga koja se prenosi,
P_N u kW/cm	specifična nazivna snaga remena prema jednadžbi (224),
c_1	faktor opterećenja zavisan od vrste stroja, snage i načina ubrzavanja, prema tablici 93,
c_2	korekcioni faktor za uvijete okoline prema tablici 94,
c_3	korekcioni faktor za vrst pogona prema tablici 94 (za pogone sa zateznim remenicama je $c_3 = 1$).

Unutarnja duljina remena kod

otvorenog prijenosa $L_u = \beta\frac{D_1}{2} + (2\pi - \beta)\frac{D_2}{2} + 2a \cdot \sin\frac{\beta}{2}$ (226)

križnog prijenosa $L_u = \beta\frac{D_1 + D_2}{2} + 2a \cdot \sin\frac{\beta}{2}$ (227)

L_u u mm nominalna duljina remena (unutarnja duljina remena),
β u rad obuhvatni kut kod male remenice,
D_1 u mm promjer male remenice,
D_2 u mm promjer velike remenice,
a u mm razmak osi.

Kod polukrižnih prijenosa remena, zateznih remenica i sličnih prijenosa, treba na odgovarajući način izračunati duljinu remena. U tablici 95 date su *standardne unutarnja duljine beskonačnog remenja*, mjerene pri početnom montažnom zatezanju. Razmak osi treba tako podešavati da se održava unutarnja duljina.

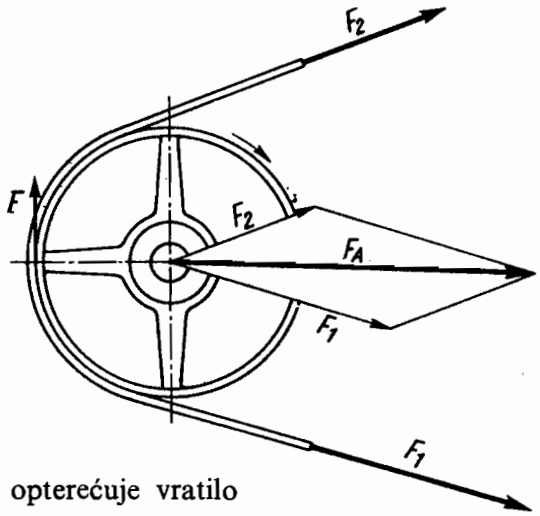
Kod nedovoljno elastičnih remena treba bezuvjetno predvidjeti *mogućnost nastavljanja razmaka osi a*, osobito kod kratkih prijenosa ili beskonačnog remenja, npr. pomoću priteznica. Mogućnost mijenjanja razmaka osi treba da iznosi najmanje $+3\,\%$ do $-1{,}5\,\%$ duljine remena. Mogućnost podešavanja razmaka osi može se zanemariti kod remena od poliestera ili poliamida.

Pod *savojnom učestalošću* podrazumijeva se broj prijelaza svakog pojedinog djelića remena preko remenice u jedinici vremena. To znači da remen iz pravca ulazi na zakrivljenu plohu remenice, a s nje se ponovo savija u pravac:

savojna učestalost

$$f_s = v \cdot Z / L_u \qquad (228)$$

f_s u s^{-1} savojna učestalost remena,
v u m/s brzina remena,
Z broj remenica u pogonu,
L_u u m unutarnja duljina remena [jednadžba (226), odn. (227)].



Slika 304. Nastajanje sile koja opterećuje vratilo

Savojna učestalost određuje trajnost remena. Zbog toga treba nastojati da se ne prekorači *dopuštena učestalost* savijanja prema tablici 92.

Sile u ograncima F_1 i F_2 daju rezultirajuću *silu osi* F_A, koju moraju preuzeti vratila (sl. 304). Budući da se zbog najčešće nedovoljno poznatih sila predzatezanja u remenu ne može točno izračunati sila osi, uzima se po iskustvu:

Tablica 95. Unutarnje duljine L_u u mm za beskrajno plosnato remenje prema DIN 387 (JUS M.C1.231 i 232) (suho i masno) i ISO-preporuke R 63 (masno)

250*	355*	**500***	**710***	**1000***	**1400***	**2000***	**2800***	**4000***	5600*	8000*
265	375	**530**	**750**	**1060**	**1500**	2120	3000	4250	6000	8500
280*	400*	**560***	**800***	**1120***	**1600***	**2240***	**3150***	4500*	6300*	9000*
300	425	**600**	**850**	**1180**	**1700**	2360	3350	4750	6700	9500
315*	450*	**630***	**900***	**1250***	**1800***	**2500***	**3550***	**5000***	7100*	10000*
335	475	**670**	**950**	**1320**	**1900**	2650	3750	5300	7500	

* unutarnje duljine kojima treba davati prednost.

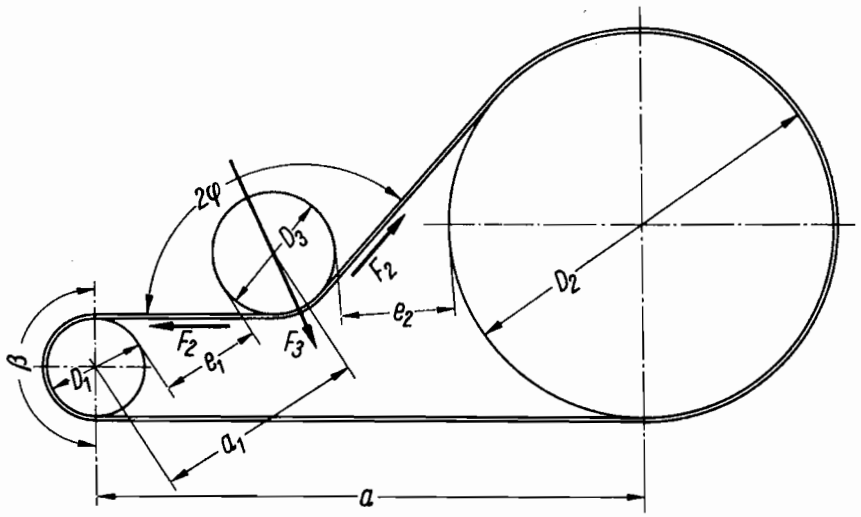
kod predzatezanja remena elastičnom deformacijom remena $F_A \approx 4F$, kod zatezanja remena $F_A \approx 3F$, a kod zatezne remenice $F_A \approx 2F$, ako $F = P/v$ označava vučnu silu (= obodnu silu, sl. 304).

8.1.5. Remenski prijenos sa zateznom remenicom

Prijenos zateznom remenicom u odnosu na otvoreni prijenos pruža slijedeće

prednosti: manje predzatezanje, automatsko izjednačivanje duljine remena, veći obuhvatni kut, manja opterećenost remena pri maloj snazi i u stanju mirovanja, kada se zatezna remenica odigne.

Nedostaci: brz zamor zbog naizmjeničnog savijanja remena, veća savojna učestalost zbog zatezne remenice i zbog često malog razmaka vratila.



Slika 305. Shema remenskog prijenosa sa zateznom remenicom

Slika 305 pokazuje shematski remenski pogon sa zateznom remenicom. I za njegov proračun vrijedi poglavlje 8.1.4. Promjer zatezne remenice treba da bude što veći, da remen ne bi bio prejako savijan. Zato se promjer odabire tako da ne bude manji od promjera male remenice. Zatezna remenica mora biti uvijek cilindrična, kako bi se izbjeglo savijanje remena po širini. Ako su, međutim, obje remenice cilindrične, može se zbog potrebnog vođenja remena učiniti iznimka.

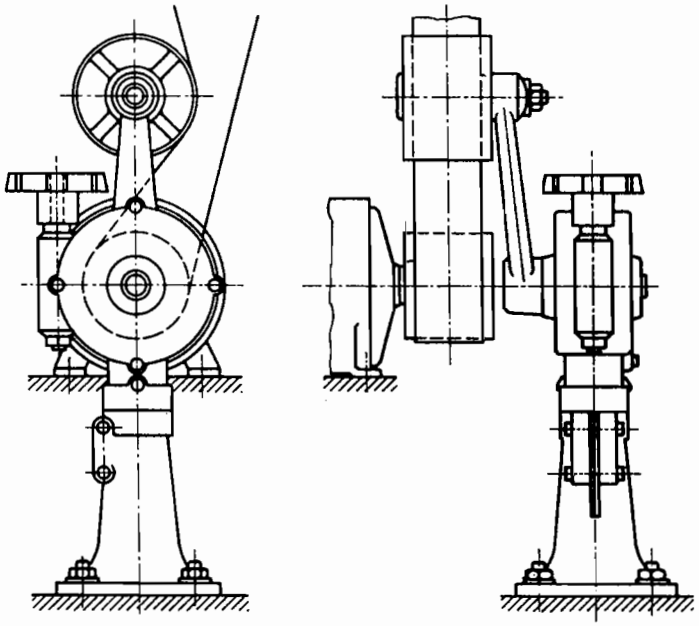
Zateznu remenicu treba postaviti *na slobodni povratni ogranak remena*, jer je naprezanje na vučnom ogranku veće. Osim toga se ne smije zateznu remenicu staviti preblizu remenicama, kako bi se remen mogao oporaviti od jednog savijanja do savijanja u protivnom smjeru. Uobičajena je:

udaljenost zatezne remenice

$$e_1 \geqq \frac{D_1 + D_3}{2} \quad (229\,a) \qquad \text{ili} \qquad a_1 \geqq D_1 + D_3 \quad (229\,b)$$

Kod remenica do $D_1 = 500$ mm uzima se $e_1 = 250$ do 300 mm, kod dvostrukih i višestrukih remena, kao i za $D_1 > 500$ mm uzima se $e_1 = 400$ do 500 mm. Uvijek treba da je $e_2 > e_1$!

Duljinu remena treba tako odabrati da je obuhvatni kut β dovoljno velik (uobičajeno $\beta \approx 180°$) i da sama zatezna remenica dovoljno jako zakrene remen (uobičajeno $2\varphi = 120°$). Kod velikog kuta φ već malo rastezanje remena zahtijeva povećanje utega.



Slika 306. Zatezna remenica opterećena oprugom (*Heinrich Desch KG*, Neheim/Hüsten)

Tlačna sila F_3 zatezne remenice mora da bude tako dimenzionirana da ostvari silu F_2 u slobodnom ogranku:

sila u slobodnom ogranku

$$F_2 = \frac{F_N \cdot b}{e^{\mu\beta} - 1} = \frac{P_N \cdot b}{v\,(e^{\mu\beta} - 1)} \qquad (230)$$

F_2 u N	sila u slobodnom povratnom ogranku,
P_N u W/cm	specifična nazivna snaga prema jednadžbi (224),
b u cm	širina remena,
μ, β	vidi legendu jednadžbe (224),
v u m/s	brzina remena prema jednadžbi (219).

Tlačna sila zatezne remenice $F_3 = 2F_2 \cdot \cos\varphi$ (231)

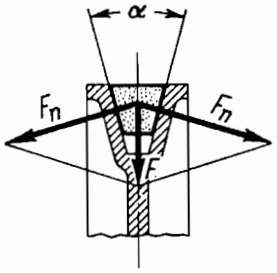
Utege zatezne remenice treba tako postaviti, da u svakom pogonskom položaju zatezne remenice, a to znači da pri svakoj promjeni položaja zbog produljenja remena, treba po mogućnosti da održi konstantnu silu u povratnom ogranku F_2. Slika 306 prikazuje izvedbu zatezne remenice opterećene oprugom.

8.2. Remenski prijenos s klinastim remenom

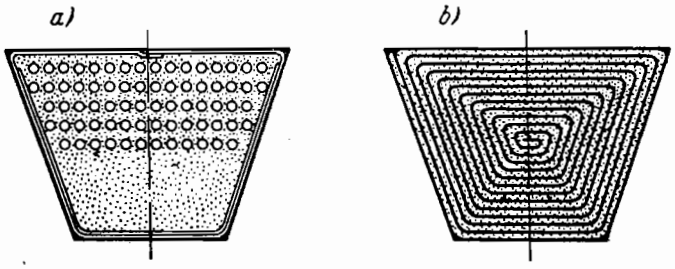
8.2.1. Način djelovanja, vrste, izrade

Lakše izrade remenskih prijenosa s plosnatim remenjem i sa zateznim remenicama potisnute su gotovo potpuno prijenosima klinastim remenjem. U alatnim strojevima i motornim vozilima upotrebljavaju se umjesto pijenosa s plosnatim remenjem samo prijenosi s klinastim remenjem. Klinasto remenje ima u odnosu na plosnato, pri istoj sili kojom remen tlači na remenicu, približno trostruku sposobnost prijenosa, blago puštanje u rad, i praktički vuku bez puzanja. Mogu raditi s malim obuhvatnim kutom, i na taj način omogućuju velik prijenosni odnos. Potreban prostor je manji, a i opterećenja vratila i ležaja su manja. Dalja prednost je u mogućnosti da više klinastih remena radi paralelno.

Slika 307 pokazuje djelovanje sila kod prijenosa klinastim remenom. Kut profila remena manji od $\alpha = 20°$ djelovao bi samokočno, i takav remen jako bi se habao, a i radio bi s lošim stupnjem iskoristivosti. Kutovi profila su zato $\alpha \approx 36°$.



Slika 307. Djelovanje sila na klinastom remenu



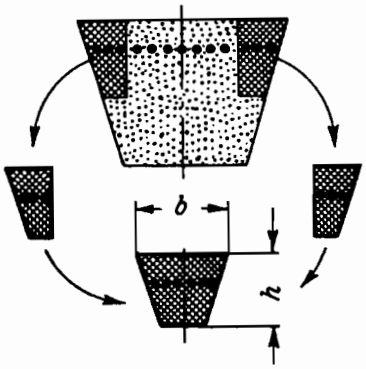
Slika 308. Presjeci klinastih remena
a) beskonačnog remena (paket-kordremen); *b*) konačnog remena

Klinasti se remen pri prijelazu preko remenice savija, što znači da se s vanjske strane rasteže, a s unutarnje sabija, tako da se kut profila prema stanju kada je remen ispružen smanjuje, to više, što su manje remenice. Budući da remen mora potpuno nalijegati na bokovima, treba odgovarajuće prilagoditi utor remenice (DIN 2217, odn. JUS M.C1.250, 253, 255, 263 i 265, DIN 2211 odn. JUS M.C1.263). Pogrešno dimenzioniranje dovodi do smanjivanja snage koja se može prenijeti ili do brzog trošenja remena.

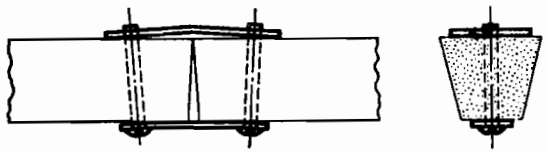
Beskonačno klinasto remenje je gumeno, s uloščima upletenih tekstilnih niti (ulošci upletenih tekstilnih niti ulažu se u slojevima jedan iznad drugog), koji djeluju kao vlačni elementi u zoni najvećeg opterećenja (sl. 308a). U obliku zavojnice izrađeni ulošci upletanih tekstilnih niti uloženi su u kaučuku, a dobiveni profil omotan je tkaninom. Budući da se profili dobivaju vulkaniziranjem u kalupima, upućeni smo na normirane profile i duljine. U industriji automobila, a u novije vrijeme i u strojogradnji, zamijenjen je *normalni beskonačni klinasti remen* DIN 2215 (JUS G.E2.053) s *uskim beskonačnim klinastim remenom* DIN 7753 (JUS G.E2.063) (oba u tablici 96).

Uvidjelo se da normalni klinasti remen sudjeluje samo jednim dijelom svog presjeka u prijenosu snage (šrafirani dio na sl. 309), tako da je uski klinasti remen mogao dobiti samo 1/3 površine presjeka normalnog klinastog remena. Zato je uski klinasti remen potisnuo normalni klinasti remen. Veća sposobnost prenošenja snage dolazi otuda što su ulošci upletenih tekstilnih niti smješteni u neutralnoj zoni klinastog remena i zato se pri prijelazu preko male remenice ne razvlače. Zbog zakrivljenosti otpada prema tome naknadno vlačno naprezanje.

Da bi se u većoj mjeri izbjeglo vlačno naprezanje pri prijelazu preko male remenice, zamijenjena su pojedinačno uložena tekstilna vlakna jednom tekstilnom niti izrađenom u obliku zavojnice.

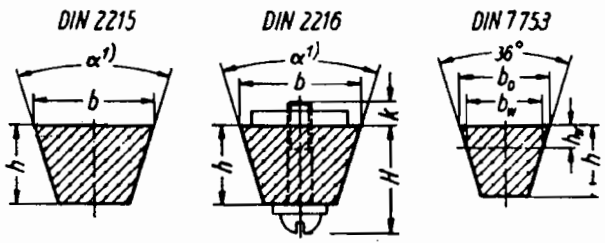


Slika 309. Nastajanje uskog klinastog remena



Slika 310. Spajanje konačnog klinastog remena

Tablica 96. Dimenzije normalnih i uskih klinastih remena u mm



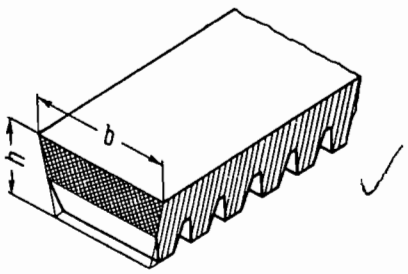
Beskrajno normalno klinasto remenje DIN 2215 (JUS G.E2.053) i konačno normalno klinasto remenje											
Nazivna širina b	**5**	**6**	**8**	**10**	**13**	**17**	**20**	**25**	**32**	**40**	**50**
h	3	4	5	6	8	11	12,5	16	20	25	32
max k	1	1,5	2,5	2,5	3	3	3,5	4	4	4,5	4,5
max H	5	6	7,5	9,5	12,5	15	18	21,5	27	32	40

Usko klinasto remenje DIN 7753 (JUS G.E2.063) za opće strojarstvo i za motorna vozila						
Kratica strojo gradnja[2]) motorna vozila		**SPZ 9,5**	**SPA 12,5**	**SPB**	**19**	**SPC**
Gornja širina remena	$b_o \approx$	9,7	12,7	16,3	18,6	22
Aktivna širina remena	b_w	8,5	11	14	16	19
Visina remena	$h \approx$	8	10	13	15	18
Razmak	$h_w \approx$	2	2,8	3,5	4	4,8

[1]) Prilagodeno kutu utora prema DIN 2217 (JUS M.C1.250, 253, 255, 263 i 265.
[2]) Oznaka SPZ, SPA, SPB, SPC su ISO kratice.

Normalni konačni klinasti remen DIN 2216 (tablica 96) sastoji se od spiralno smotanog gumiranog platna (sl. 308b) koje se vulkanizira u kalupima po duljini. Cio presjek ispunjen je tkaninom koja nosi, zbog čega je manje gibak. Na slici 310 prikazan je uobičajeni način spajanja konačnog klinastog remena.

Kod prijenosnika s kontinuiranom promjenom prijenosnog omjera upotrebljava se *široki nazubljeni klinasti remen* (sl. 311) s kutom profila $\alpha = 30$ do 33°. Njegova struktura odgovara normalnom klinastom remenu s uloškom od upletenih tekstilnih niti. Velika širina potrebna je za radijalno pomicanje remena, što se ostvaruje aksijalnim pomicanjem dijeljene remenice (vidi sl. 315). Široki nazubljeni klinasti remen naročito je pogodan za male remenice, jer dobro prianja uz stijenke utora. Izrađuje se kao *visokoučinski široki klinasti remen,* slijedećih dimenzija: $b \times h = 26{,}3 \times 8$, $33{,}1 \times 10$, $41{,}7 \times 12{,}6$, $50 \times 15{,}5$, $52{,}5 \times 15{,}9$ i $73 \times 17{,}5$ mm (isporučuje *Heinrich Desch KG.* Neheim-Hüsten).

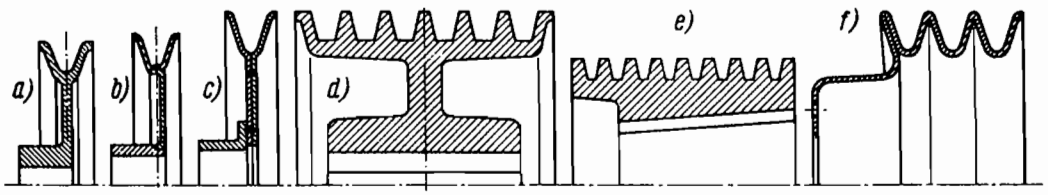


Slika 311. Nazubljeni klinasti remen

Klinasto remenje može raditi na *pogonskoj temperaturi do približno* 80 °C.

8.2.2. Remenice za klinaste remene

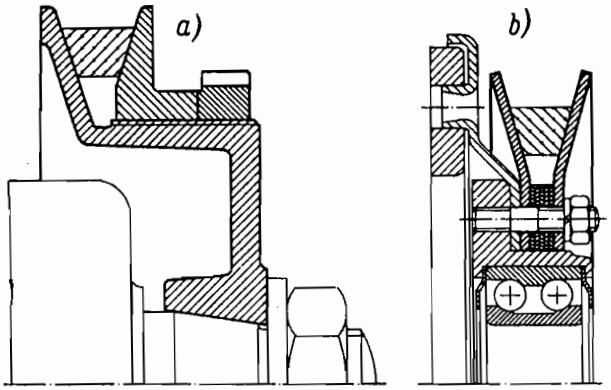
Utori za normalne klinaste remene standardizirani su u DIN 2217, (JUS M.C1.250, 253, 255, 263 i 265), a za uske klinaste remene u DIN 2211 (JUS M.C1.263) (tablica 97). *Remenice* se liju, zavaruju ili se, kao što je uobičajeno u automobilskoj industriji i masovnoj proizvodnji, prešaju od lima. Razne izvedbe prikazuje slika 312. Za dimenzije glavina i paoka vrijedi ono što je rečeno u 8.1.3. strana 272. Za normalne slučajeve promjer male remenice



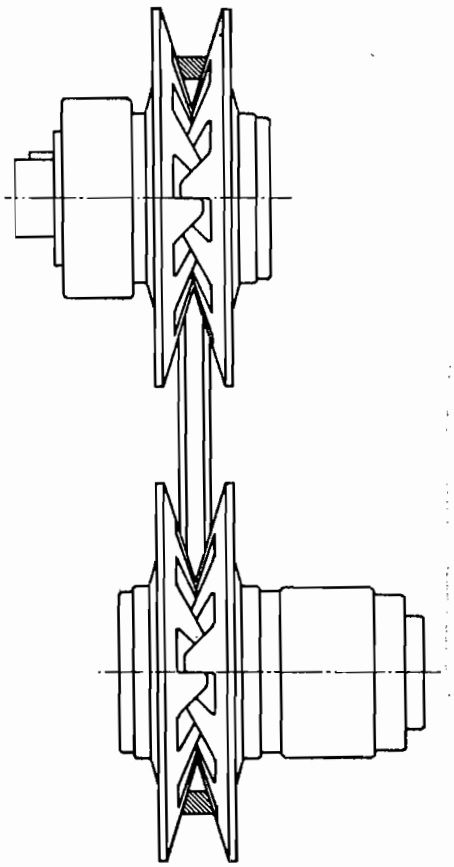
Slika 312. Remenice za klinasto remenje
a) s jednim utorom lijevana; *b*) s jednim utorom lemljena; *c*) s jednim utorom točkasto zavarena; *d*) s više utora lijevana; *e*) s više utora lijevana, za konične završetke vratila; *f*) s više utora, tiskana od lima

ne bi smio da bude manji od najmanje dopuštenog promjera. Ako se izuzetno mora smanjiti promjer remenice ispod minimalnog, smanjuje se i snaga koja se može prenositi. Da bi se postigao dug vijek trajanja remena, potrebne su glatke i čiste bočne površine utora.

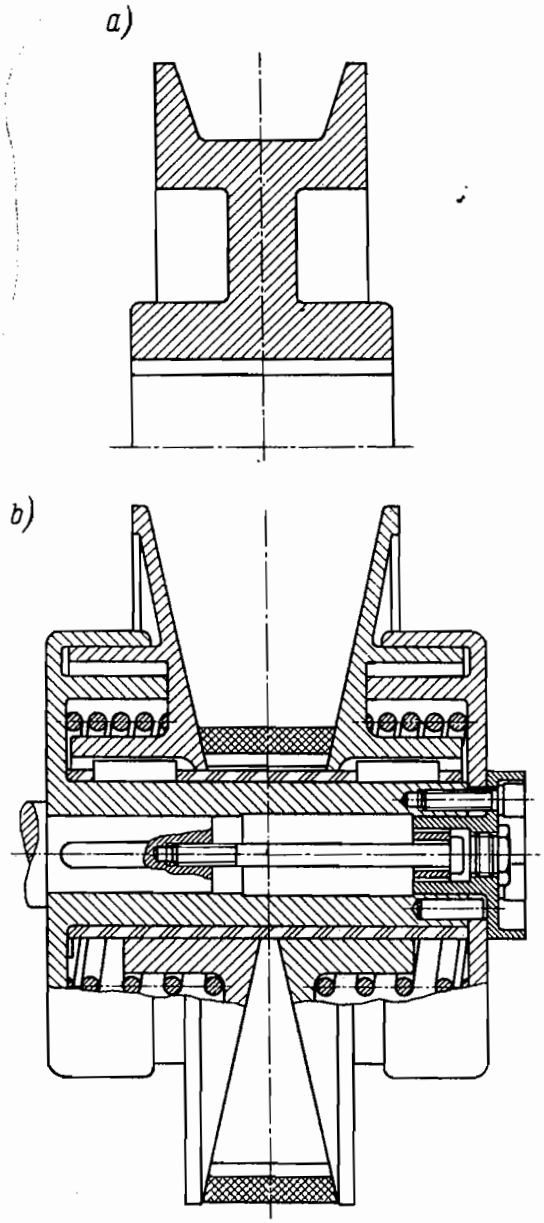
Za obodne brzine do 35 m/s zadovoljavaju uobičajeni materijali remenica (sivi lijev). Iznad toga potrebni su vrlo čvrsti materijali (čelični lijev, čelik). Do obodne brzine od 25 m/s dovoljno je samo statičko uravnotežavanje, a preko toga potrebno je dinamičko uravnotežavanje.



Slika 313. Pomične klinaste remenice za pomak: *a*) pomoću navoja: *b*) oduzimanjem uložnih pločica



Slika 314. Varijator s klinastim remenom (*C. uW. Berger*, Marienheide/Rhld.)



Slika 315. Remenice za široke klinaste remene (*Heinrich Desch KG*, Neheim-Hüsten) *a*) kruta remenica; *b*) pomična remenica

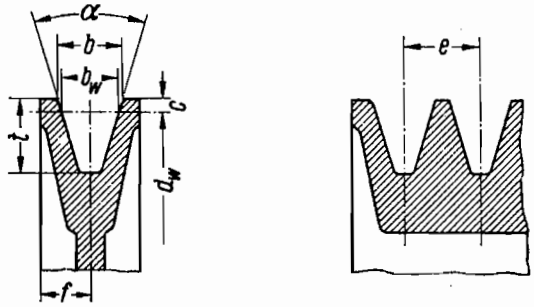
Slika 313 prikazuje *dvodjelne pomične klinaste remenice*. Okretanjem matice ili vađenjem uložnih pločica povećava se radni promjer. Na taj način mogu se

klinasti remeni zatezati nakon trajne deformacije. Zbog toga se nešto mijenja prijenosni omjer. *Prijenosi s više remena* zatežu se naknadno *promjenom razmaka vratila*, ukoliko to nije pogon sa zateznom remenicom. Kao zatezna remenica služi glatka cilindrična remenica, koja iznutra ili izvana pritišće na povratni ogranak remena. Sa zateznom remenicom s unutarnje strane smanjuje se obuhvatni kut, ali se remen ne savija u suprotnom smjeru i njegova trajnost je time veća.

Na slici 314 prikazane su pomične polovine remenica za normalan i uski klinasti remen u radnom položaju. Kod glatkih remenica bez proreza treba uzeti široke klinaste remene (sl. 315). Kao što je vidljivo, može se i ovdje mijenjati prijenosni omjer u određenim granicama kontinuirano.

Slika 315a prikazuje krutu remenicu za široki klinasti remen, slika 315b *pomičnu* (*upornu*) remenicu za široki klinasti remen. Polovine remenica mogu se aksijalno pomicati, a izložene su pritisku opruga. Varijator za kontinuiranu promjenu prijenosnog omjera sastoji se od dvije remenice prema slici 315. Variranje brzine vrtnje vrši se promjenom razmaka osi za vrijeme pogona pomoću kliznih vodilica motora (jedna remenica nalazi se na rukavcu motora). Bočni pritisak remena prilagođuje se zbog pomičnih remenica, automatski zavisno od okretnog momenta. Uobičajen je prijenosni omjer 1 : 3.

Tablica 97. Dimenzije klinastih remenica u mm prema DIN 2211 (JUS M.C1.263) za usko klinasto remenje DIN 7753 (JUS G.E2.063)

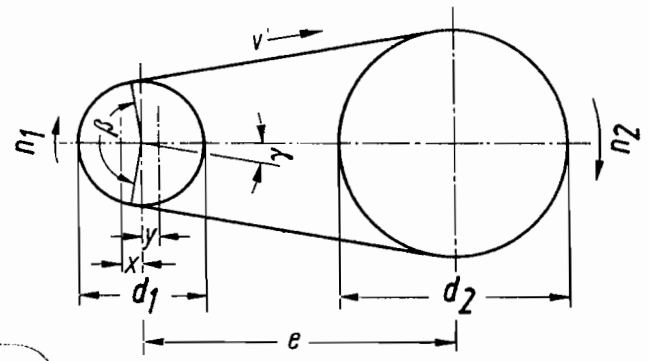


Kratica za profil remena	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC
Upotrebljivo za remenje prema DIN 2215, DIN 2216, (JUS G.E2.053)	10	13	17	–	22
b_w	8,5	11	14	16	19
$h \approx$	9,7	12,7	16,3	18,6	22
najmanje c	2	2,8	3,5	4	4,8
e	12±0,3	15±0,3	19 ±0,4	22 ±0,4	26±0,5
f	8±0,6	10±0,6	12,5±0,8	14,5±0,8	17±1
najmanje t	11	14	18	20	24
$\alpha \frac{34°}{38°}$ za aktivni promjer[1]) d_{wk}	63 do 80 >80	90 do 118 >118	140 do 190 >190	180 do 250 >250	224 do 315 >315
Dopušteno odstupanje za $\alpha = 34°$ u 38°	±1°	±1°	±1°	±1°	±30′

[1]) U gradnji motornih vozila može se u izuzetnim slučajevima d_{wk} smanjiti za 10% a izuzetkom pri $i \leqq 1{,}2$.

8.2.3. Proračun

Slika 316 prikazuje princip prijenosa klinastim remenom. Proračunavanje prijenosa s uskim klinastim remenom normirano je prema DIN 7753 (sada u pripremi) (JUS G.E2.063), a može se primijeniti i na normalne klinaste remene.



Slika 316. Shematski prikaz principa pogona klinastim remenom

Pod prijenosnim omjerom podrazumjeva se odnos brzine vrtnje pogonske remenice prema gonjenoj. Zbog jednostavnosti označit će se prijenosni omjer kao odnos brzine vrtnje n_1 manje remenice prema brzini vrtnje n_2 veće remenice:

prijenosni omjer $$i = n_1/n_2 \approx d_2/d_1 \qquad (232)$$

n_1 u $\min^{-1}$	brzina vrtnje male remenice,
n_2 u $\min^{-1}$	brzina vrtnje velike remenice,
d_1	aktivni promjer male remenice,
d_2	aktivni promjer velike remenice.

Prijenosni omjer $i = 10$ posve je moguć. Iznad toga potrebne su zatezne remenice. Pogonske brzine vrtnje elektromotora su: 700, 950, 1450, 2800 $\min^{-1}$.

Brzina remena $$v \approx d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \approx d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \qquad (233)$$

v u m/s	brzina remena,
d_1, d_2 u m	aktivni promjeri remenica,
n_1, n_2 u s^{-1}	brzine vrtnje remenica.

Optimalna brzina remena za najpovoljniji prijenos snage je za normalne klinaste remene kod $v = 20$ m/s, a za uske klinaste remene kod približno $v = 30$ m/s. Ne preporučuje se brzina ispod $v = 2$ m/s i preko $v = 30$ m/s, odnosno 40 m/s. Uski klinasti remen može se u izuzetnim slučajevima upotrijebiti za brzine preko $v = 60$ m/s.

Obuhvatni kut manje remenice može se izračunati za otvoreni remen iz:

$$\cos\frac{\beta}{2} = -\frac{d_2 - d_1}{2e} \qquad (234)$$

d_2, d_1 u mm	aktivni promjeri remenica,
e u mm	odabrani razmak osi prijenosnika.

Kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena (sl. 316) je

$$\gamma = 90° - \frac{\beta}{2} \quad \text{odn.} \quad \frac{\pi}{2}\ \text{rad} - \frac{\beta}{2}.$$

S odabranim razmakom osi može se izračunati:

aktivna duljina klinastog remena

$$L_a = 2e \cdot \sin\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{\gamma}{2}(d_2 - d_1) \tag{235}$$

γ u rad kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena (vidi prethodne podatke).

Za beskonačne *uske klinaste remene* u strojarstvu moraju se prema tome birati standardne aktivne duljine (vidi tablicu 101, str. 292). Za motorna vozila izrađuju se uski klinasti remeni standardiziranih vanjskih duljina, u veličinama navedenim u tablici 101. Za profil remena 9,5 je $L_v = L_a + 11$ mm, za profil 12,5 je $L_v = L_a + 16$ mm. Primjer označavanja uskog klinastog remena SPZ a $L_a = 710$ mm: *uski klinasti remen SPZ 710 Lw DIN 7753* (JUS G.E2.063), za uski klinasti remen 9,5 sa $L_v = 710$ mm: *uski klinasti remen 9,5 × 710 La DIN 7753* (JUS G.E2.063).

Kod beskonačnog *normalnog klinastog remenja* standardizirana je unutarnja duljina L_u. Za njih važe također vrijednosti iz tablice 101. Kod njih je $L_u = L_v - c$ i to za

profil	5	6	8	10	13	17	20	25	32	45	50
c =	9,5	12,5	15,5	19	25	38	41	50	63	82	100 mm

Primjer označavanja normalnog klinastog remena 8 sa $L_u = 710$ mm: *klinasti remen 8 × 710 DIN 2215.*

Remeni moraju biti predzategnuti, tako da puzanje ne iznosi više od 1 %. Kod prijenosa s više remena ne smiju se aktivne duljine pojedinih remena međusobno razlikovati više od $\approx 0{,}15\%$, jer se inače preopterećuje najkraći remen. Ako nema pomičnih remenica koje omogućuju naknadno zatezanje, ili ako nema zateznih remenica, mora se predvidjeti mogućnost promjene razmaka vratila od $x \triangleq 0{,}03\ L_a$ i $y \triangleq 0{,}015\ L_a$ (vidi sl. 316).

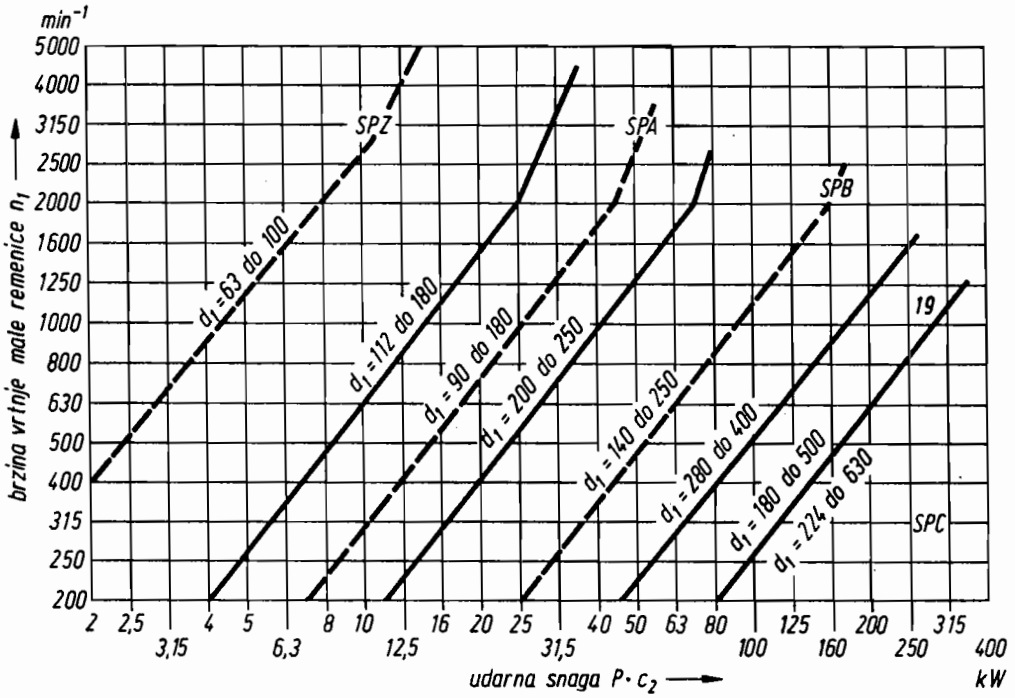
Konačni razmak vratila e može se izračunati nakon preoblikovanja jednadžbe (235), pri čemu mala promjena obuhvatnog kuta β općenito ne igra ulogu. DIN 7753, (JUS G.E2.063) preporučuje za

$$\text{razmak vratila} \quad e > 0{,}7\,(d_2 + d_1) \ \text{pri}\ e < 2\,(d_2 + d_1).$$

Pri dimenzioniranju prijenosa treba uzeti u obzir udarna opterećenja pogona, preopterećenja, dnevno trajanje pogona, o čemu ovisi trajnost remena. Radi toga treba snagu P koja se prenosi pomnožiti s *faktorom opterećenja* c_2, koji se može odabrati prema tablici 100, na strani 292. Taj faktor ovisi znatno o karakteristici pogonskog i radnog stroja. On, međutim, ne uzima u obzir posebne uvijete pogona, kao što su zatezne ili vodeće remenice, te nepovoljne uvijete okoline. U ovakvim posebnim slučajevima, kao i kod većih momenata

pri upuštanju u rad, ili čestom ukapčanju, treba odgovarajuće povisiti vrijednosti za c_2. Ako je sa P već obuhvaćeno maksimalno moguće vršno opterećenje, tada treba vrijednost za c_2 odrediti prema stupcu „lagani pogoni".

Na slici 317 dane su, u ovisnosti o udarnoj snazi $P \cdot c_2$, brzini vrtnje n_1 male remenice i aktivnom promjeru d_1, smjernice za izbor profila uskog klinastog remena.



Slika 317. Smjernice za izbor profila uskih klinastih remena prema DIN 7753 (JUS G.E2.063)

Prema DIN-normama date su u tablici 98, *nazivne snage* P_N koje je moguće prenijeti jednim remenom u ovisnosti o brzini remena v. Nazivne snage odnose se na prijenose s uskim klinastim remenima sa srednje velikim aktivnim promjerima d_1, s kojima se kod realnih brzina vrtnje od 6000 do 2800 min^{-1} može postići brzina remena $v = 40$ m/s, pri obuhvatnom kutu $\beta = 180°$, tj. pri prijenosnom omjeru $i = 1$.

Kod normalnih klinastih remena dano je P_N za aktivne promjere $d_1 \geqq d_{1\,\text{min}}$ za $v = 30$ m/s. Ovo iznosi za

profil	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
$d_{1\,\text{min}}$ =	22	32	45	63	90	125	180	250	355	500	710 mm

Što je manji obuhvatni kut β, remenski prijenos prenosi i manju snagu. Navedeni utjecaj dat je *faktorom obuhvatnog kuta* c_1 u tablici 99.

Povećanjem aktivne duljine remena L_a povećava se sposobnost prenošenja, jer se time smanjuje učestalost savijanja, a povećava trajnost remena. Taj utjecaj obuhvaćen je *faktorom duljine* c_3, prema tablici 101.

Nadalje, sposobnost prenošenja snage raste (ili pada) s većim (ili manjim) aktivnim promjerom d_1. Njihov utjecaj obuhvaćen je kod uskih klinastih remena *faktorom djelovanja* c_4 prema tablici 102.

I prijenosni omjer ima svoj utjecaj. Kod prijenosa s uskim klinastim remenjem obuhvaćen je taj utjecaj s *faktorom prijenosnog omjera* c_5, naveden u tablici 103, strana 294. S porastom prijenosnog omjera smanjuju se na većoj remenici savojna naprezanja remena.

Tablica 98. Nazivne snage P_N u kW za uske i normalne klinaste remene

Uski klinasti remen DIN 7753 (JUS G.E2.063)

v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC
1	0,5	0,7	1,0	1,2	1,5	15	5,0	7,0	9,0	10,7	14,6	29	7,4	9,8	11,0	13,1	17,3
2	0,9	1,3	2,0	2,2	2,9	16	5,2	7,3	9,4	11,1	15,3	30	7,5	9,9	11,0	12,9	17,0
3	1,3	1,8	2,7	3,0	4,0	17	5,5	7,7	9,8	11,4	15,7	31	7,5	9,9	11,4	12,7	16,5
4	1,7	2,4	3,3	3,8	5,3	18	5,7	8,0	10,1	11,8	16,2	32	7,6	9,9	11,2	12,5	16,0
5	2,1	2,8	4,0	4,5	6,3	19	5,9	8,3	10,4	12,1	16,6	33	7,6	9,9	11,0	12,1	15,3
6	2,5	3,3	4,5	5,3	7,3	20	6,2	8,6	10,6	12,5	16,9	34	7,6	9,9	10,8	11,8	14,5
7	2,8	3,8	5,0	6,0	8,3	21	6,4	8,8	10,8	12,7	17,2	35	7,6	9,8	10,5	11,4	13,6
8	3,1	4,2	5,6	6,6	9,3	22	6,6	9,0	11,0	12,9	17,4	36	7,6	9,7	10,2	10,9	12,9
9	3,4	4,7	6,2	7,3	10,2	23	6,7	9,2	11,3	13,1	17,5	37	7,5	9,5	9,8	10,4	12,0
10	3,7	5,2	6,7	7,9	11,0	24	6,9	9,3	11,4	13,2	17,6	38	7,5	9,3	9,4	9,8	11,0
11	4,0	5,5	7,3	8,5	11,8	25	7,0	9,5	11,5	13,3	17,7	39	7,4	9,1	8,9	9,2	10,0
12	4,3	5,8	7,7	9,1	12,5	26	7,1	9,6	11,6	13,3	17,7	40	7,3	8,8	8,4	8,5	9,0
13	4,5	6,2	8,2	9,6	13,3	27	7,2	9,7	11,6	13,3	17,6	50	5,8	4,2			
14	4,8	6,6	8,6	10,2	14,0	28	7,3	9,8	11,6	13,2	17,5	60	1,7				

Normalni beskrajni remen DIN 2215 (JUS G.E2.053)

v m/s	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
2	0,018	0,037	0,074	0,14	0,26	0,52	0,74	1,10	1,77	2,72	4,42
4	0,035	0,074	0,14	0,27	0,54	0,96	1,40	2,21	3,46	5,45	8,83
6	0,050	0,11	0,20	0,40	0,81	1,40	2,06	3,24	5,16	8,10	13,3
8	0,063	0,14	0,26	0,53	1,03	1,84	2,72	4,20	6,78	10,3	17,0
10	0,074	0,16	0,32	0,64	1,25	2,28	3,31	5,10	8,20	12,5	20,3
12	0,08	0,18	0,35	0,74	1,47	2,58	3,83	5,90	9.43	14,7	23,6
14	0,08	0,19	0,38	0,81	1,72	2,94	4,27	6,64	10,1	16,2	25,8
16	0,08	0,20	0,40	0,88	1,70	3,17	4,65	7,22	11,6	17,7	28,7
18	0,074	0,19	0,41	0,88	1,91	3,40	4,94	7,65	12,2	19,1	31,0
20	0,059	0,18	0,40	0,95	2,00	3,52	5,09	7,90	12,6	20,0	31,7
22	0,037	0,15	0,36	0,88	2,00	3,52	5,16	8,04	12,8	20,0	32,4
24	–	0,11	0,31	0,81	1,91	3,46	5,00	7,60	12,5	19,2	31,7
26	–	0,059	0,22	0,74	1,84	3,31	4,80	7,45	11,9	18,4	30,2
28	–	–	0,13	0,66	1,70	3,10	4,41	6,85	10,9	17,0	27,2
30	–	–	–	–	1,47	2,58	3,75	5,90	9,56	14,7	23,6

Konačni normalni klinasti remen DIN 2216

v m/s	8	10	13	17	20	22	25	32	v m/s	8	10	13	17	20	22	25	32
1	0,04	0,08	0,14	0,21	0,30	0,38	0,48	0,73	16	0,48	0,97	1,65	2,56	3,70	4,70	5,83	9,30
2	0,07	0,16	0,27	0,42	0,60	0,77	0,95	1,50	18	0,51	1,01	1,71	2,64	3,84	4,87	6,04	9,65
4	0,15	0,32	0,53	0,82	1,20	1,52	1,85	2,96	20	0,52	1,03	1,72	2,67	3,85	4,90	6,10	9,62
6	0,20	0,49	0,78	1,20	1,75	2,21	2,76	4,35	22	0,53	0,98	1,67	2,59	3,73	4,75	5,90	9,35
8	0,28	0,60	1,01	1,56	2,28	2,87	3,57	5,65	24	0,52	0,91	1,55	2,40	3,48	4,41	5,50	8,70
10	0,35	0,72	1,22	1,90	2,74	3,47	4,30	6,84	26	0,49	0,81	1,37	2,13	3,07	3,89	4,85	7,68
12	0,40	0,82	1,40	2,17	3,13	3,78	4,95	7,82	28	0,45	0,65	1,11	1,72	2,50	3,17	3,94	6,25
14	0,43	0,92	1,55	2,40	3,47	4,36	5,47	8,65	30	0,38	0,45	0,77	1,20	1,74	2,20	2,74	4,34

Tablica 99. Faktori obuhvatnog kuta c_1 za pogone s klinastim remenjem

Obuhvatni kut β	180°	170	160°	150	140°	130°	120°	110°	100°	90°	80	70
Beksrajni klinasti remen c_1	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58
Konačni klinasti remen c_1	1	0,98	0,95	0,91	0,87	0,82	0,77					

Uzimajući u obzir sve navedene utjecaje, može se izračunati:

$$\textit{potreban broj remena} \quad z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5} \tag{236}$$

P u kW snaga koju treba prenositi,
P_N u kW nazivna snaga jednog remena prema tablici 98,

Tablica 100. Faktor opterećenja c_2 za pogon s klinastim remenjem prema DIN 7753 (JUS G.E2.063)

Radni strojevi	Pogonski strojevi A za dnevno trajanje pogona u h: do 10	A: preko 10 do 16	A: preko 16	B za dnevno trajanje pogona u h: do 10	B: preko 10 do 16	B: preko 16
Lagani pogoni centrifugalne sisaljke i kompresori, trakasti transporteri (lagani materijal), ventilatori i pumpe do 7,4 kW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Srednje teški pogoni škare za limove, preše, lančani i trakasti transporteri (za teški materijal), vibraciona sita, generatori, uzbuđivači, gnječilice, alatni strojevi (tokarilice i brusilic.), strojevi za pranje, tiskarski trojevi, ventilatori i pumpe preko 7,4 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Teški pogoni mlinovi, klipni kompresori, visokoučinski bacači i udarni konvejeri (pužasti konvejeri, člankasti konvejeri, elevatori s kablićima, elevatori sa žlicama), dizala, preše za brikete, tekstilni strojevi, strojevi za industriju papira, klipne pumpe, pumpe za bagere, gateri i mlinovi čekićari	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Vrlo teški pogoni visoko opterećeni mlinovi, drobilice, kalanderi, miješalice, vitla, kranovi i bageri	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Grupa A: motori izmjenični i trofazni s normalnim poteznim momentom (do dvostrukog nazivnog momenta), npr. sinhroni i jednofazni motori s pomoćnom fazom za pokretanje, trofazni motori s direktnim ukopčavanjem, zvijezda-trokut sklopkom ili kliznim prstenom; istosmjerni paralelni motori; motori s unutarnjim izgaranjem i turbine sa $n > 600\ \text{min}^{-1}$

Grupa B: izmjenični i trofazni motori s velikim poteznim momentom (više od dvostrukog nazivnog momenta), npr. jednofazni motori s velikim poteznim momentom, istosmjerni serijski motori u serijskom ili kompaundnom spoju; motori s unutarnjim izgaranjem i turbine sa $n \leqq 600\ \text{min}^{-1}$

Tablica 101. Faktori duljine c_3 za uske klinaste remene prema DIN 7753 (JUS G.E2.063)

L_w[1]) mm	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	L_w[1]) mm	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC
630	0,82					3150	1,11	1,04	0,98	0,96	0,90
710	0,84					3350	1,13	1,06	1	0,97	0,92
800	0,86	0,81				4000		1,08	1,02	0,98	0,94
900	0,88	0,83				4500		1,09	1,04	1	0,96
1000	0,90	0,85				5000			1,06	1,03	0,98
1120	0,93	0,87				5600			1,08	1,05	1
1250	0,94	0,89	0,82			6300			1,10	1,07	1,02
1400	0,96	0,91	0,84			7100			1,12	1,09	1,04
1600	1	0,93	0,86	0,85		8000			1,14	1,10	1,06
1800	1,01	0,95	0,88	0,87		9000				1,12	1,08
2000	1,02	0,96	0,90	0,89		10000				1,14	1,10
2240	1,05	0,98	0,92	0,91	0,83	11200					1,12
2500	1,07	1	0,94	0,93	0,86	12500					1,14
2800	1,09	1,02	0,96	0.94	0,88						

[1]) Za profile 9,5 i 12,5 treba uzimati L_a

c_1 faktor obuhvatnog kuta prema tablici 99,

c_2 faktor opterećenja prema tablici 100,

c_3 faktor duljine za uske klinaste remene prema tablici 101, a za normalne klinaste remene je $c_3 = 1$,

c_4 faktor djelovanja za uske klinaste remene prema tablici 102, za normalne klinaste remene je $c_4 = d_1/d_{1\,min}$, ako je $d_1 < d_{1\,min}$, inače se uvijek uzima $c_4 = 1$, a $d_{1\,min}$ vidi na stranici 290,

c_5 faktor prijenosnog omjera, za pogone uskim klinastim remenima prema tablici 103, a za normalne remene je $c_5 = 1$.

Tablica 102. Faktori djelovanja c_4 za uske klinaste remene prema DIN 7753 (JUS G.E2.063)

	d_1	Brzina vrtnje n_k u min^{-1}																	
	mm	200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000
Profili SPZ i 9,5	63	0,29	0,28	0,26	0,26	0,25	0,25	0,24	0,24	0,24	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,25	0,27
	71	0,37	0,35	0,34	0,34	0,33	0,33	0,33	0,33	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,33	0,34	0,34	0,37	0,40
	80	0,46	0,44	0,43	0,43	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,43	0,43	0,45	0,47	0,50	0,54
	90	0,54	0,53	0,53	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,59	0,62	0,67
	100	0,63	0,63	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,63	0,63	0,64	0,65	0,67	0,69	0,73	0,78
	112	0,75	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,73	0,73	0,74	0,74	0,74	0,75	0,75	0,77	0,78	0,81	0,84	0,88
	125	0,87	0,87	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88	0,90	0,91	0,93	1,10
	140	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	160	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,17	1,16	1,14	1,13	1,10	1,07	1,02	0,95
	180	1,35	1,35	1,36	1,36	1,36	1,36	1,35	1,35	1,35	1,33	1,31	1,29	1,26	1,22	1,15	1,07	0,95	0,77
Profili SPA i 12,5	90	0,39	0,37	0,35	0,35	0,35	0,34	0,34	0,33	0,33	0,32	0,32	0,32	0,33	0,33	0,35	0,37	0,42	0,54
	100	0,48	0,46	0,45	0,45	0,44	0,44	0,42	0,43	0,43	0,43	0,43	0,44	0,45	0,46	0,48	0,52	0,60	0,80
	112	0,58	0,57	0,56	0,56	0,56	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,62	0,68	0,78	1,03
	125	0,70	0,69	0,68	0,68	0,68	0,67	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,69	0,70	0,72	0,76	0,81	0,92	1,19
	140	0,83	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,83	0,83	0,84	0,86	0,89	0,92	1,01	1,22
	160	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	180	1,17	1,17	1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,17	1,17	1,16	1,16	1,14	1,12	1,09	1,05	0,96	0,81	0,43
	200	1,34	1,35	1,35	1,35	1,36	1,35	1,34	1,34	1,33	1,31	1,29	1,25	1,21	1,14	1,02	0,82	0,43	
	224	1,54	1,55	1,57	1,56	1,56	1,56	1,55	1,54	1,51	1,48	1,43	1,35	1,25	1,11	0,87	0,47		
	250	1,76	1,78	1,78	1,78	1,78	1,77	1,75	1,74	1,69	1,62	1,53	1,40	1,23	1,00	0,57			
Profil SPB	140	0,65	0,64	0,63	0,62	0,62	0,62	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,62	0,64	0,67	0,75			
	160	0,83	0,82	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0 81	0,81	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	0,95			
	180	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
	200	1,17	1,17	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,15	1,14	1,10	1,04	0,88			
	224	1,38	1,38	1,39	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39	1,37	1,34	1,30	1,24	1,14	0,96	0,48			
	250	1,60	1,61	1,63	1,63	1,63	1,63	1,62	1,60	1,56	1,50	1,41	1,28	1,06	0,70				
	280	1,85	1,87	1,88	1,88	1,88	3,88	1,85	1,83	1,76	1,64	1,47	1,22	0,83	0,16				
	315	2,14	2,17	2,18	1,18	2,17	2,15	2,10	2,07	1,93	1,73	1,43	1,00	0,31					
	355	2,47	2,50	2,50	2,50	2,49	2,44	2,36	2,30	2,08	1,74	1,24	0,51						
	400	2,83	2,87	2,87	2,87	2,82	2,74	2,60	2,50	2,14	1,59	0,80							
Profil 19	180	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,83	0,84	0,87	0,96				
	200	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1				
	224	1,19	1,20	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,20	1,18	1,16	1,11	1,03	0,81				
	250	1,40	1,42	1,43	1,43	1,43	1,43	1,42	1,42	1,39	1,35	1,28	1,15	0,90					
	280	1,65	1,66	1,68	1,68	1,68	1,67	1,65	1,64	1,58	1,48	1,33	1,06	0,54					
	315	1,92	1,95	1,97	1,97	1,96	1,94	1,88	1,87	1,76	1,57	1,10	0,75						
	355	2,23	2,27	2,28	2,28	2,27	2,27	2,14	2,10	1,89	1,55	1,02							
	400	2,58	2,62	2,64	2,62	2,58	2,50	2,38	2,28	1,93	1,38								
	450	2,96	3,01	3,00	2,97	2,92	2,78	2,58	2,43	1,85									
	500	3,34	3,40	3,36	3,31	3,21	3,00	2,71	2,47	1,63									
Profil SPC	224	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,82	0,84	0,87	0,98						
	250	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1						
	280	1,19	1,20	1,21	1,21	1,21	1,21	1,20	1,19	1,17	1,13	1,04	0,75						
	315	1,42	1,43	1,44	1,44	1,44	1,43	1,41	1,39	1,33	1,20	0,92							
	355	1,68	1,70	1,71	1,70	1,68	1,67	1,62	1,58	1,43	1,15								
	400	1,96	2,00	2,00	1,98	1,95	1,90	1,82	1,74	1,46	0,93								
	450	2,28	2,32	2,30	2,26	2,22	2,14	1,97	1,85	1,35									
	500	2,58	2,62	2,58	2,54	2,48	2,32	2,07	1,87	1,09									
	560	2,94	2,98	2,90	2,86	2,74	2,47	2,10	1,77										
	630	3,37	3,40	3,26	3,16	2,98	2,56	1,95	1,48										

Na jednoj remenici ne smije biti više od 16 klinastih remena.

Za *visokoučinske široke klinaste remene* prema slici 311, strana 285 daje tvornica *Heinrich Desch KG* slijedeće maksimalne snage koje se mogu prenijeti jednim remenom:

Tablica 103. Faktori prijenosnog omjera c_5 za uske klinaste remene prema DIN 7753 (JUS G.E2.063)

Profil	d_1 mm	v u m/s											
		5			10			15			20		
		$i=$			$i=$			$i=$			$i=$		
		1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3
SPZ 9,5	63	1,11	1,16	1,23	1,20	1,30	1,40	1,25	1,38	1,52	1,33	1,50	1,67
	100	1,06	1,09	1,12	1,06	1,10	1,13	1,07	1,11	1,15	1,08	1,12	1,16
	140	1,03	1,05	1,06	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
	180	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,06	1,03	1,05	1,06
SPA 12,5	90	1,15	1,22	1,29	1,19	1,28	1,37	1,21	1,32	1,43	1,28	1,42	1,56
	125	1,08	1,11	1,14	1,08	1,14	1,18	1,09	1,13	1,18	1,10	1,15	1,20
	160	1,04	1,07	1,09	1,05	1,08	1,10	1,06	1,09	1,11	1,06	1,09	1,12
	250	1,02	1,03	1,05	1,03	1,04	1,06	1,03	1,04	1,06	1,03	1,05	1,06
SPB	140	1,10	1,15	1,20	1,13	1,19	1,26	1,15	1,23	1,31	1,17	1,25	1,34
	180	1,06	1,09	1,13	1,07	1,11	1,15	1,08	1,12	1,17	1,10	1,14	1,19
	280	1,03	1,05	1,07	1,04	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,08
	400	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,05	1,02	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05
19	180	1,09	1,13	1,18	1,10	1,16	1,21	1,12	1,18	1,24	1,14	1,20	1,27
	200	1,07	1,11	1,15	1,09	1,13	1,17	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,22
	355	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,03	1,05	1,07	1,03	1,05	1,07
	500	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,04	1,02	1,04	1,05
SPC	224	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,21	1,12	1,18	1,24	1,14	1,20	1,28
	250	1,07	1,11	1,15	1,08	1,13	1,17	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,21
	400	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,09	1,05	1,07	1,09
	630	1,02	1,02	1,04	1,02	1,03	1,05	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,05

Profil	d_1 mm	v u m/s											
		25			30			35			40		
		$i=$			$i=$			$i=$			$i=$		
		1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3	1,2	1,5	≧3
SPZ 9,5	63	1,33	1,50	1,67									
	100	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,21	1,11	1,18	1,23			
	140	1,05	1,07	1,10	1,05	1,08	1,11	1,06	1,09	1,12	1,07	1,10	1,13
	180	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
SPA 12,5	90	1,37	1,56	1,75	1,59	1,88	2,18						
	125	1,12	1,18	1,23	1,15	1,22	1,29	1,17	1,26	1,34	1,27	1,40	1,54
	160	1,07	1,11	1,14	1,08	1,11	1,15	1,09	1,14	1,19	1,11	1,17	1,22
	250	1,03	1,05	1,07	1,04	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
SPB	140	1,22	1,33	1,44	1,31	1,46	1,62	1,44	1,66	1,87			
	180	1,10	1,15	1,21	1,11	1,17	1,23	1,16	1,24	1,33	1,21	1,31	1,41
	280	1,05	1,07	1,09	1,05	1,08	1,10	1,06	1,09	1,12	1,06	1,10	1,13
	400	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08
19	180	1,16	1,24	1,32	1,18	1,27	1,37	1,31	1,46	1,60	1,48	1,70	1,93
	200	1,12	1,18	1,25	1,15	1,23	1,31	1,20	1,29	1,39	1,27	1,40	1,53
	355	1,04	1,07	1,08	1,05	1,07	1,10	1,05	1,08	1,15	1,06	1,09	1,12
	500	1,02	1,04	1,05	1,02	1,04	1,05	1,03	1,05	1,06	1,04	1,05	1,07
SPC	224	1,17	1,25	1,33	1,20	1,31	1,33	1,28	1,42	1,56	1,48	1,72	1,95
	250	1,12	1,18	1,24	1,15	1,23	1,30	1,17	1,26	1,34	1,25	1,37	1,49
	400	1,05	1,08	1,10	1,05	1,08	1,10	1,06	1,10	1,13	1,07	1,12	1,15
	630	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05	1,03	1,05	1,06	1,04	1,06	1,07

profil $b \times h =$		$26{,}3 \times 8$	$33{,}1 \times 10$	$41{,}7 \times 12{,}6$	$50 \times 15{,}5$	$52{,}5 \times 15{,}9$	$73 \times 17{,}5$
	$P_{22} =$	3,5	5,3	8,8	12,9	14,3	25,7 kW
pri	$n_1 =$	4350	3650	2900	2450	2050	1650 min^{-1}
	$P_2 =$	0,59	0,88	1,25	1,68	1,83	3,16 kW

Ovdje označuje P_{22} vršnu snagu pri $v = 22$ m/s, P_2 vršnu snagu pri $v = 2$ m/s. Međuvrijednosti treba interpolirati linearno.

Učestalost savijanja (vidi 8.1.4. strana 276) treba da kod konačnog normalnog klinastog remena iznosi $f_f \leqq 15\ s^{-1}$, kod beskonačnog normalnog klinastog remena $f_f \leqq 30\ s^{-1}$, a kod uskog klinastog remena $f_f \leqq 60\ s^{-1}$:

$$\textit{učestalost savijanja} \qquad f_f = v \cdot Z / L_a \qquad (237)$$

f_f u s^{-1} savojna učestalost klinastog remena,
v u m/s brzina remena,
Z broj remenica u pogonu,
L_a u m aktivna duljina remena.

Silu koja opterećuje vratilo (vidi sl. 304, strana 280) može se približno odabrati sa $F_A \approx 2F$, ako $F = P/v$ označuje vlačnu silu, koja je jednaka obodnoj sili na aktivnom promjeru remenice.

Prema ISO stavlja se za $b_0 = W$, $v = s$, $L_a = L$, $P_N = P$.

8.3. Prijenos sa zupčastim remenom

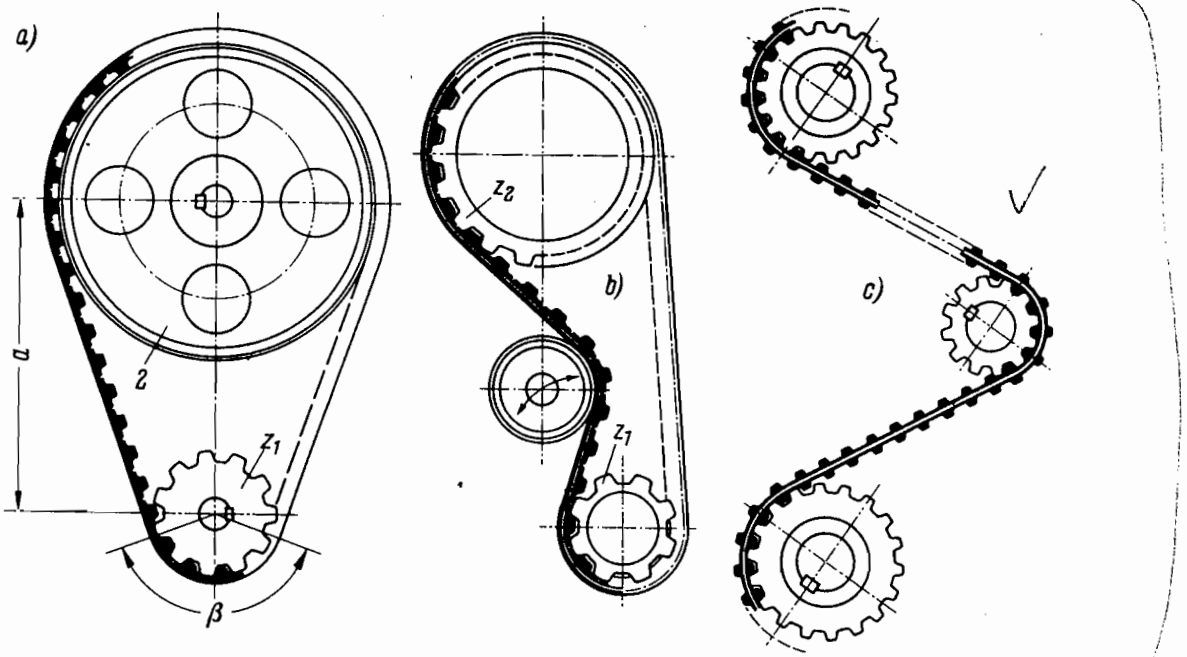
8.3.1. Način djelovanja i izvedbe

Zupčasti remeni mogu biti ozubljeni samo s donje ili s donje i gornje strane i zahvaćaju u odgovarajuće ozubljene remenice, te na taj način prenose snagu i gibanje pomoću veze oblikom. Omogućuju *brzine remena* do $v = 60$ m/s (sl. 318). Poznati su pod trgovačkim imenima *zupčasti remeni Power-Grip-Timing* i *zupčasti remeni Synchroflex*. Vučnu silu preuzima pletivo od tankih čeličnih žica (sl. 319) uloženo kod beskonačnog remenja od plastičnih masa, u *neopren* ili *vulkollan* (trgovački nazivi firme Bayer). Čelično pletivo daje remenu vanrednu savitljivost i velik otpor protiv rastezanja. U tablici 104 su neke dimenzije iz velikog izbora najvažnijih zupčastih remena.

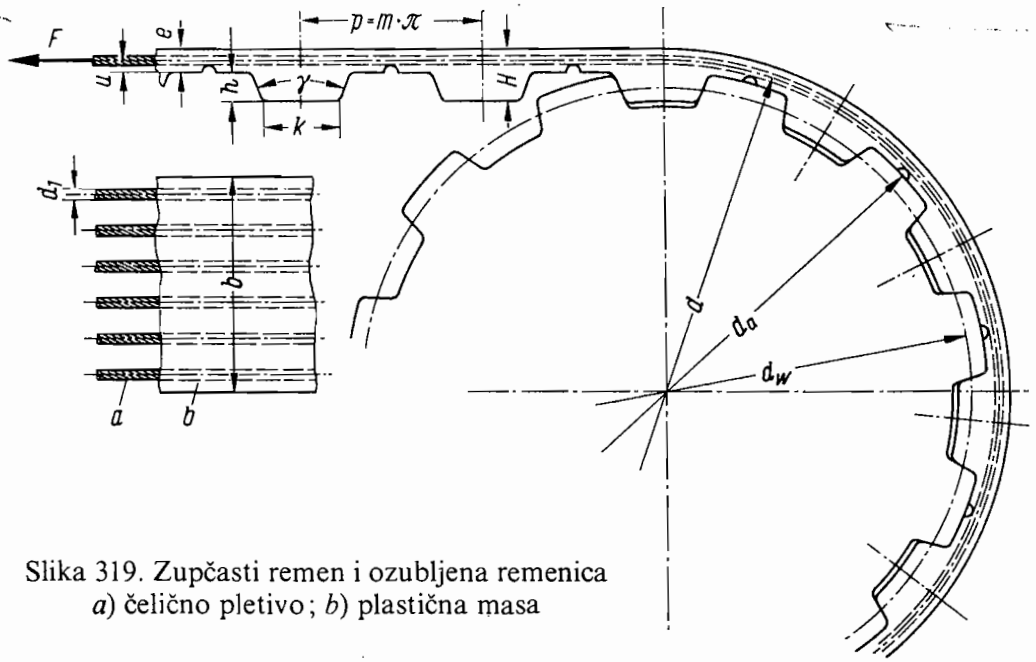
Tablica 104. Dimenzije u mm zupčasta remenja i remenica prema slikama 318 i 319 (po *Mulcou*, Hannover)

p	m	k	H	h	e	u	d_1	γ
5	1,592	1,8	2,2	1,2	1	0,5	0,3	40°
10	3,183	3,5	4,1	2,5	1,6	1	0,6	40°
4,712	1,5	1,83	1,31	0,76	0,55	0,275	0,15	42°
6,283	2	2,44	1,82	0,92	0,9	0,45	0,3	42°
7,854	2,5	3,05	2,17	1,27	0,9	0,45	0,3	42°
12,566	4	4,88	3,45	2,05	1,4	0,7	0,6	42°
b	4	6	10	16	25	40	60	100
B	9	11	15	21	30	46	66	106

Ako je prijenosni omjer $i \geqq 3{,}5$ veća remenica može biti ravna umjesto ozubljena, zbog velikog obuhvatnog kuta (sl. 318a).



Slika 318. Prijenosi sa zupčastim remenjem
a) otvoreni prijenos s nenazubljenom (ravnom) većom remenicom; *b*) prijenos zateznom remenicom; *c*) prijenos na više gonjenih remenica



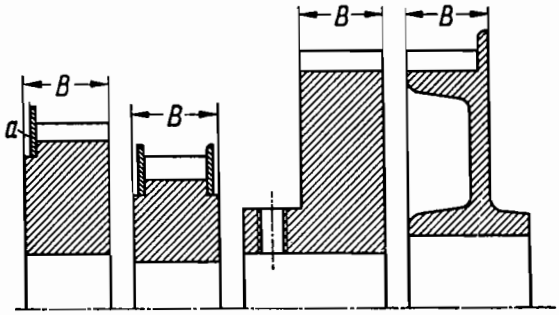
Slika 319. Zupčasti remen i ozubljena remenica
a) čelično pletivo; *b*) plastična masa

Plastična masa remena veoma je otporna prema trošenju, neosjetljiva je na ulje, benzin i alkohol, postojana u odnosu na starenje, na ozon i na sunčano svjetlo. Budući da je remene potrebno samo malo predzatezati, opterećenje ležaja razmjerno je nisko. Remeni mogu raditi na pogonskim temperaturama do 80 °C. Neozubljeni, mogu takvi remeni služiti i kao plosnati remeni od plastičnih masa.

Ozubljene remenice izrađene su pretežno od metala (prvenstveno iz AlCuMg), s glodanim zubima specijalnog ozubljenja, ali i od plastične mase. U serijskoj

proizvodnji se za izradu ozubljenih remenica upotrebljava i precizni tlačni lijev. Da ne bi došlo do bočnog silaženja zupčastog remena s remenice, stavljaju se bočne ploče, i to bilo dvije na jednoj remenici ili po jednu na svakoj remenici.

Nekoliko izvedbi pokazuje slika 320.



Slika 320. Ozubljene remenice za zupčaste remene
a je rubna (bočna) ploča

8.3.2. Proračun

Korak $p = m \cdot \pi$ je udaljenost od zuba do zuba na diobenoj kružnici, m je modul (sl. 319). Modul u prijevodu znači *mjera*. Iz ovoga dobijemo:

promjer diobene kružnice $d = m \cdot z \cdot \delta_d$ (238)

d u mm promjer diobene kružnice ozubljene remenice,
m u mm modul ozubljenja prema tablici 104,
z broj zubi ozubljene remenice,
δ_d u mm korekcioni dodatak = 0,12 do 0,18 mm. Ovaj dodatak treba tako odabrati da se zaokružuje vanjski promjer d_v na 0,05 ili 0,1 mm. Dodatak se zanemaruje kod $m = 1{,}5$ mm, 2 mm, 2,5 mm i 4 mm.

Vanjski promjer $d_v = d - 2u + \delta_P$ (239)

d u mm promjer diobene kružnice ozubljene remenice prema jednadžbi (238),
u u mm udaljenost od glave zuba do sredine čeličnog pletiva (tablica 104),
δ_P u mm dodatak zbog poligoniteta. Potreba je samo za promjere do $d = 50$ mm, a određuje ga proizvođač.

Aktivni promjer $d_w = d_v - h$ (240)

d_v u mm vanjski promjer ozubljene remenice prema jednadžbi (239),
h u mm visina zuba prema tablici 104.

Obuhvatni kut β na manjoj ozubljenoj remenici za otvoreni pogon može se izračunati iz

$$\cos\frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \tag{241}$$

d_1 u mm promjer diobene kružnice manje ozubljene remenice,
d_2 u mm promjer diobene kružnice veće ozubljene remenice,
a u mm razmak osi ozubljenih remenica.

Prijenosni omjer $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$ (242)

n_1 u min^{-1} brzina vrtnje manje ozubljene remenice,
n_2 u min^{-1} brzina vrtnje veće ozubljene remenice,
z_1 broj zubi manje ozubljene remenice,
z_2 broj zubi veće ozubljene remenice.

Uobičajeno je $i \leqq 10$.

Brzina remena $$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \qquad (243)$$

v u m/s	brzina remena,
d_1, d_2 u mm	aktivni promjeri ozubljenih remenica,
n_1, n_2 u s^{-1}	brzine vrtnje ozubljenih remenica.

Mala ozubljena remenica mora da prenosi

okretni moment $$T_1 = P/\omega_1 \qquad (244)$$

T_1 u Nm	nazivni okretni moment manje ozubljene remenice,
P u W	nazivna snaga koju treba prenijeti,
ω_1 u rad/s	kutna brzina manje ozubljene remenice $= 2\pi \cdot n_1$ kada je n_1 u s^{-1}.

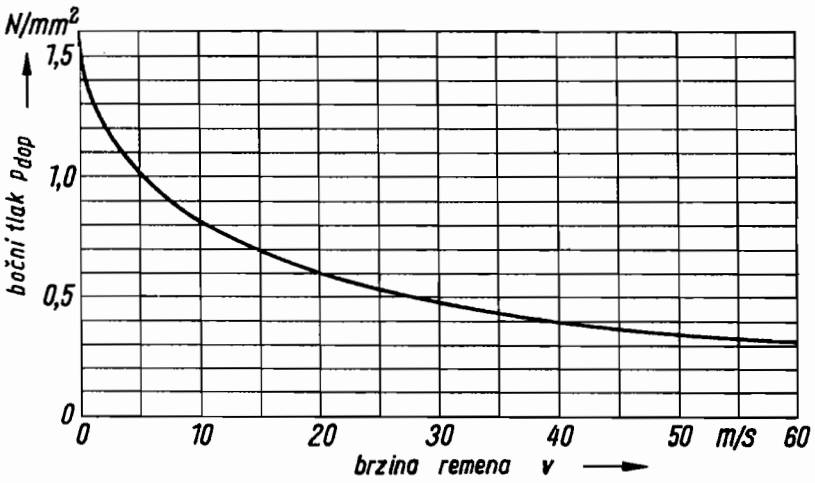
Vučna sila $$F = T_1/r_1 = P/v \qquad (245)$$

F u N	vučna sila remena = obodna sila na ozubljenim remenicama,
T_1, P	vidi legendu jednadžbe (244),
r_1 u m	aktivni polumjer male ozubljene remenice $= d_1/2$,
v u m/s	brzina remena [jednadžba (243)].

Vučne sile prenose se zahvatom zubi i pomoću čeličnog pletiva. Prijenos zavisi od male ozubljene remenice, a kod male ozubljene remenice je:

broj zubi u zahvatu $$z_z = z_1 \cdot \beta/2\pi \qquad (246)$$

z_1	broj zubi male ozubljene remenice $\geqq 10$,
β u rad	obuhvatni kut male ozubljene remenice.



Slika 321. Dopušteni tlak bokova za zupčaste remene

Pomoću broja zubi u zahvatu može se izračunati potrebna

širina remena $$b = \frac{c \cdot F}{p_{dop} \cdot z_z \cdot h} \qquad (247)$$

b u mm	potrebna širina remena, zaokružena prema standardu (tablica 104),
c	faktor opterećenja prema tablici 105,
F u N	vučna sila prema jednadžbi (245),
P_{dop} u N/mm²	dopušteni tlak bokova prema slici 321.
z_z	broj zubi u zahvatu prema jednadžbi (246),
h u mm	visina zubi prema tablici 104.

Tablica 105. Faktor opterećenja c za prijenose zupčastim remenom (po *Mulcon*, Hannover)

$c_1 = 1$ do 8 h dnevnog pogona $c_1 = 1{,}1$ do 20 h dnevnog pogona	
Pogonski strojevi	c_2
elektromotori	0,25
parne turbine	0,25
jednocilindrični motori s unutarnjim izgaranjem	0,6
dvo- i tro-cilindrični motori s unutarnjim izgaranjem	0,5
4- i 5-cilindrični motori s unutarnjim izgaranjem	0,4
6- i više-cilindrični motori s unutarnjim izgaranjem	0,3
hidraulički motori	0,4

Radni strojevi	c_3
laki pogoni, općenito	1,0
brojila i tahometri	1,0
kućanski strojevi i naprave	1,1
šivaći strojevi i uredski strojevi	1,1
ventilatori, generatori za rasvjetu, centrifugalne sisaljke	1,2
transportne trake i elevatori	1,3
laki strojevi za obradu drveta	1,3
tekstilni strojevi	1,4
laki alatni strojevi	1,4
teški strojevi za obradu drva	1,4
gnječilice	1,4
miješalice, strojevi za pranje	1,5
brusilice	1,5
tkalački stanovi, generatori za zavarivanje	1,6
teški alatni strojevi	1,6
teški ventilatori i puhala	1,6

Za *otvoreni pogon* iznosi

$$\textit{aktivna duljina} \quad L_a = \beta \frac{d_1}{2} + (2\pi - \beta) \frac{d_2}{2} + 2\,(a + 0{,}05\ \text{mm}) \sin \frac{\beta}{2} \qquad (248)$$

L_a u mm — računska aktivna duljina zupčastog remena,
β u rad — obuhvatni kut na maloj ozubljenoj remenici,
d_1, d_2 u mm — promjer diobene kružnice ozubljenih remenica,
a u mm — razmak osi ozubljenih remenica.

Ako je izračunata aktivna duljina zupčastog remena, onda se prema vrsti pogona mora odabrati zupčasti remen prve veće dimenzije koja se izrađuje, te njemu prilagoditi i razmak vratila a. *Aktivna duljina zupčastog remena koja se proizvodi* mora biti djeljiva sa p, jer je $L_a = X \cdot p$ gdje X znači broj zubi zupčastog remena, a p korak (vidi tablicu 104).

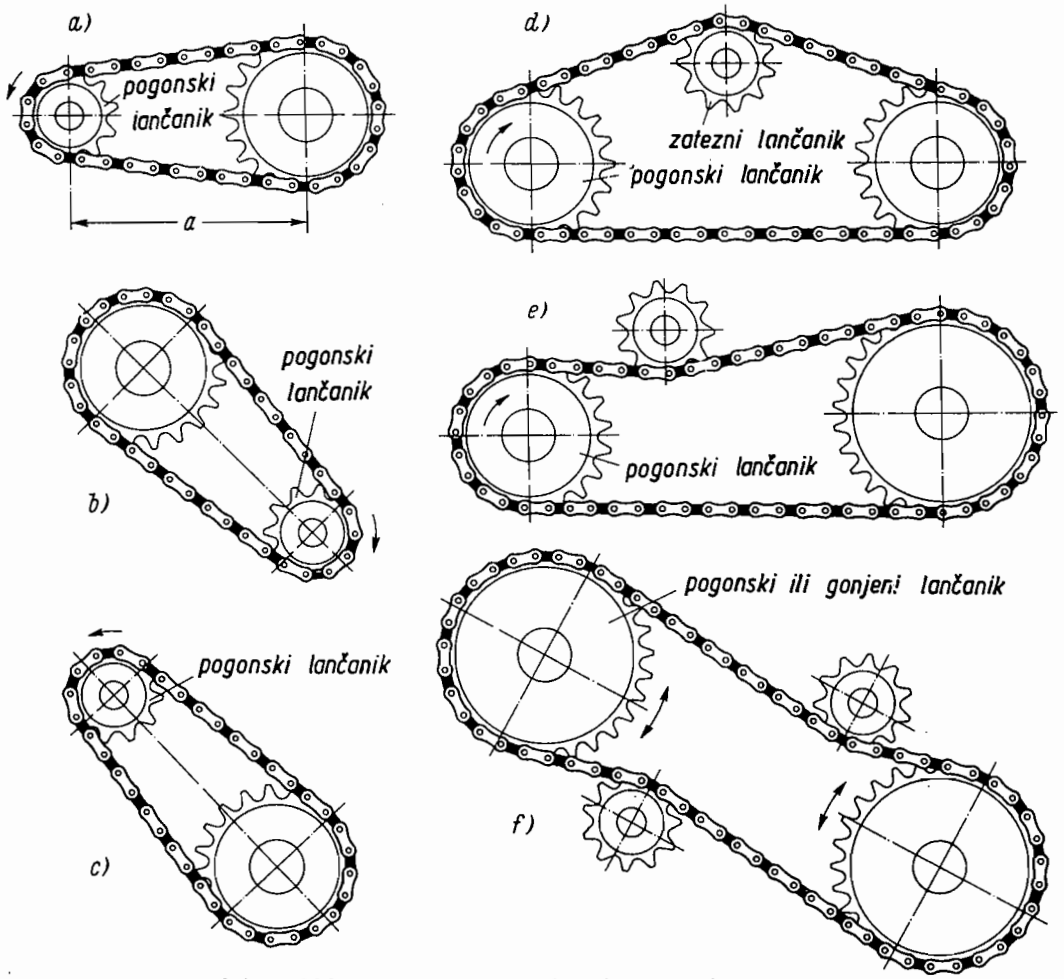
Silu koja opterećuje vratilo može se uzeti sa $F_A \approx 1{,}5\,F$ (vidi sl. 304, str. 280).

8.4. Lančani prijenos

8.4.1. Primjena i raspored

Plosnatim i klinastim remenjem prenosi se snaga i gibanje pomoću veze silom (trenjem). Kod lančanog prijenosa, slično prijenosu sa zupčastim remenom, prijenos se vrši pomoću veze oblikom. Lančani prijenos upotrebljava se tamo gdje je remenski prijenos nemoguć zbog loših prostornih i prijenosnih prilika ili razmaka osi. Lančani prijenosi s manjim obuhvatnim kutom i manjim razmakom osi mogu prenositi znatno veće sile nego remenski prijenosi. Općenito im nije potrebno nikakvo predzatezanje, te prema tome manje opterećuju vratila. Lančani prijenosi ne rade međutim elastično, nužno je bolje održavanje,

moraju se podmazivati, a često ih treba zaštiti protiv utjecaja prašine. Lanci i lančanici su znatno skuplji od remena i remenica. Dobri su u gradnji transportnih uređaja, u industriji motornih vozila i poljoprivrednih strojeva.

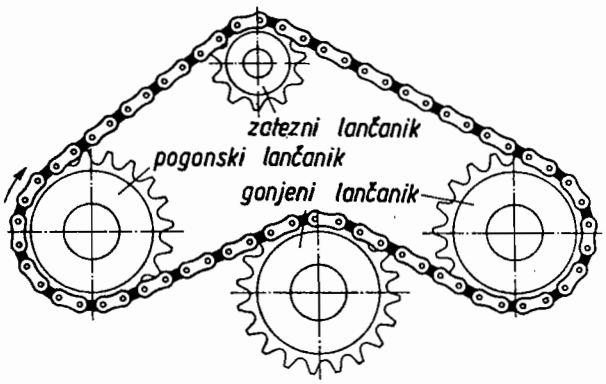


Slika 322. Raspored i položaj lančanih prijenosa
a) vodoravni položaj; *b*) nagnuto pod najviše 60°, pogonski lančanik s donje strane; *c*) nagnuto pod najviše 60°, pogonski lančanik s gornje strane; *d*) s unutarnjim zateznim lančanikom; *e*) s vanjskim zateznim lančanikom; *f*) sa dva zatezna lančanika zbog mogućnosti promjene smjera okretanja

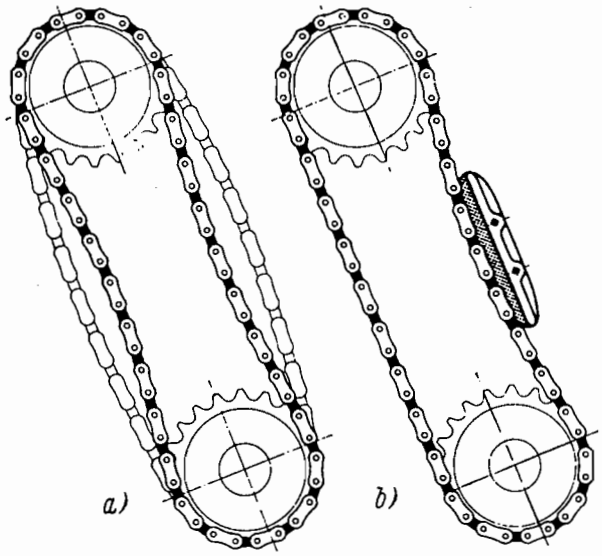
Na slici 322 pokazani su razni *načini oblikovanja lančanih prijenosa.* Vučni ogranak treba da bude po mogućnosti na gornjoj strani. Kosi položaj prijenosnika je povoljan, dok je okomiti položaj nepovoljan zbog loših zahvata na donjoj lančanici (provjes lanca). Zbog toga su kod vertikalnih prijenosa potrebni zatezni lančanici. Zatezne lančanike treba ugraditi i onda ako jedan lanac pokreće više lančanika (sl. 323). Okomiti položaj vratila treba u načelu izbjegavati, jer lančane spojnice taru po čeonoj strani lančanika i tako se brzo troše.

Budući da se i lanci plastično deformiraju, treba predvidjeti *mogućnosti naknadnog zatezanja*, npr. zatezne lančanike ili zatezna vratila. Kao granica dopuštenog provjesa uzima se oko 2 % razmaka vratila.

Lanci su izloženi *vibracijama*, naročito u pogonu s udarima, te u pogonu s klipnim strojevima (sl. 324a), što izaziva nemiran rad. Zbog toga su često potrebni prigušivači titranja (sl. 324b).



Slika 323. Lančani prijenos na dva gonjena vratila



Slika 324. Vibriranje lanca i prigušenje vibracija: *a*) amplitude izazvane vibriranjem; *b*) prijenos s ugrađenim prigušivačem

8.4.2. Vrste lanaca i spojnice (spajanje krajeva lanaca)

Kao *pogonski lanci* upotrebljavaju se, zavisno od opterećenja i obodne brzine, razne vrste *zglobnih lanaca*, dok *člankasti lanci* dolaze u obzir samo za dizanje tereta. Od zglobnih lanaca najčešći su:

1. *Lanci s čeličnim svornjacima* DIN 654 (sl. 325a), rađeni od temper-lijeva s korakom od 32 do 150 mm za vlačne sile od 1500 do 12000 N. Upotrebljavaju se kod poljoprivrednih strojeva i transportnih uređaja.

2. *Rastavljivi zglobni lanci* DIN 686 (sl. 325b) rađeni su od temper-lijeva s korakom od 22 do 148 mm za vlačne sile od 300 do 3200 N. Ovi lanci se upotrebljavaju također kod poljoprivrednih strojeva i transportnih uređaja.

3. *Gallov lanac* DIN 8150 i 8151 (JUS M.C1.840 i 841) (sl. 325c). Spojnice (lamele) su okretljivo smještene na svornjacima. Uska površina nalijeganja spojnice na svornjak omogućuje brzine samo do 0,5 m/s. Izrađuju se i sa više spojnica za dizala i dizalice.

4. *Valjkasti lanci* DIN 8187 (JUS M.C1.820 i 821) (sl. 325d, tablica 106) kod kojih su unutarnje spojnice naprešane na tuljke, okretljivo uložene na svornjake. Svornjaci su uprešani u vanjske spojnice, a krajevi raskovani. Time se dobiva zglob tuljak/svornjak (zglobni tuljak). Takvi zglobni tuljci imaju na sebi još kaljene valjke. Lanci s valjcima pogodni su gotovo za sve vrste pogona, pa se zato najviše i upotrebljavaju. Neosjetljivi su prema vanjskim utjecajima. *Jednoredni valjkasti lanci* nazivaju se *simpleks*,

dvoredni *dupleks*, a troredni *tripleks*. Mogu se spajati tako da tvore četveroredne, petoredne i višeredne valjkaste lance. U DIN 8181, (JUS M.C1.822), standardizirani su valjkasti lanci s dugim člancima za velike razmake osi, a u DIN 8188, dati su valjkasti lanci u colnim mjerama (američka izvedba, tablica 106).

5. *Lanci s tuljkom* DIN 73232 (JUS M.C1.830) (sl. 325e) su u principu valjkasti lanci, ali bez vanjskih valjaka. Zbog toga su lakši od lanca s valjcima i manje podložni utjecaju centrifugalne sile, tako da mogu raditi većom brzinom. Pretežno se upotrebljavaju u gradnji motornih vozila. Zbog održavanja habanja u prihvatljivim granicama potrebna im je točna i brižljiva obrada lančanika. Osjetljiviji su prema vanjskim utjecajima (nečistoća i prašina) nego valjkasti lanci. U novim konstrukcijama više se ne upotrebljavaju, već se zamjenjuju valjkastim lancima.

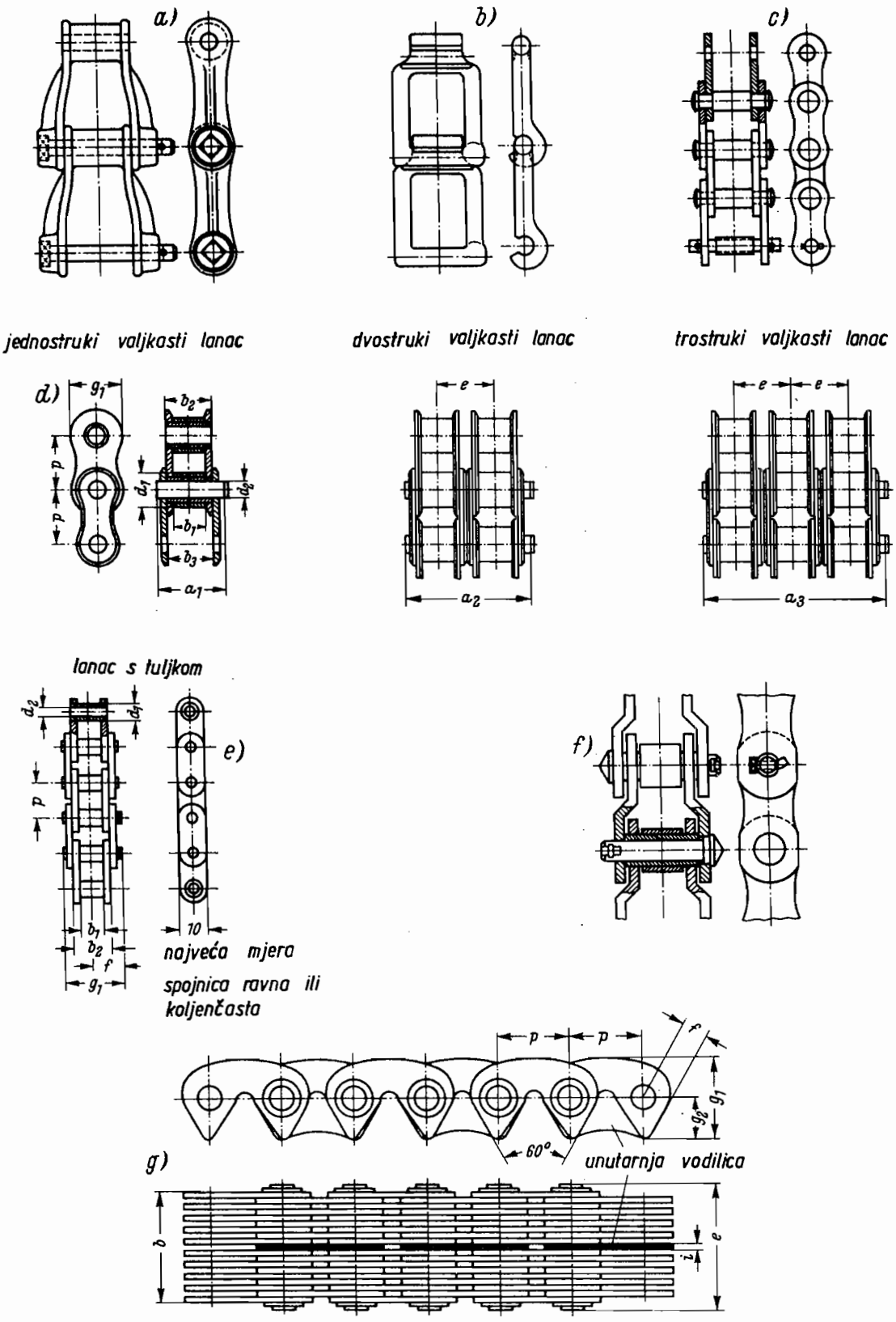
6. *Rotary-lanci* DIN 8182, (sl. 325f) imaju zakrivljene spojnice, pa se mogu upotrebljavati s proizvoljnim brojem članaka. Zbog zakrivljenosti spojnica ovi su lanci veoma elastični, tako da mogu bolje primati udarna opterećenja.

7. *Zupčasti lanci* DIN 8190 (sl. 325g, tablica 107) sa spojnicama u obliku dva trokutasta zuba. Vanjski nosivi bokovi zubi zatvaraju međusobno kut od 60°. Zbog povećanja otpornosti protiv habanja u spojnicama se nalaze kaljeni zglobni tuljci. Da ne bi došlo do bočnog pomicanja zupčastih lanaca, ugrađuju se dodatno vodeće, nenazubljene spojnice (jedna srednja ili dvije vanjske), koje zahvataju u prstenaste utore lančanika. Zupčasti lanci pogodni su za vrlo velike brzine i rade gotovo bešumno, npr. upravljački lanac kod motora s unutarnjim izgaranjem. Skuplji su nego ranije opisani. Za najveće zahtjeve u pogledu otpornosti na habanje izrađuju se zupčasti *lanci s valjnim zglobovima* (bez kliznog gibanja u zglobu!). U uljnoj kupki moguće su brzine lanca do 30 m/s.

8. *Specijalni lanci*: lanci s tuljkom prema DIN 8164, (JUS M.C1.830) namijenjeni su naročito grubim vanjskim pogonima. Transportni lanci s tuljkom prema DIN 8165, 8166, 8184, 8185 upotrebljavaju se za transportne trake, transportne trase, kružna dizala, dizala s upornicom, pokretne stube i sl. Nadalje postoje višestruki lanci s tuljcima prema DIN 8171 za transportne uređaje, lanci za člankaste konvejere DIN 8175, lanci za lančaste trase DIN 8176, i lanci za stružne konvejere DIN 8177 (JUS M.C1.827).

Pogonski lanci, osim onih od temper-lijeva, izrađuju se od čelika za cementiranje ili čelika za poboljšanje. *Habanje* u zglobovima lanca prouzročuje trajnu deformaciju, koja se stalno povećava, a smije da iznosi do 3 %.

Krajnje spojnice mogu se *spajati*, tek nakon postavljanja lanca na lančanike, ukoliko ne postoji mogućnost pomicanja vratila. Lanci sa zakrivljenim spojnicama mogu imati proizvoljni broj članaka. Lanci s ravnim spojnicama moraju imati paran broj članaka, kako se ne bi našle na mjestu spajanja dvije unutarnje ili dvije vanjske spojnice. Krajnji članci spajaju se bočnim umetanjem jedne spojnice sa svornjacima. Sa suprotne strane dodaje se nezakovana spojnica i osigurava.



Slika 325. Pogonski lanci
a) lanac s čeličnim svornjacima DIN 654; *b*) rastavljivi zglobni lanac DIN 686; *c*) Gallov lanac DIN 8150 (JUS M.C1.840); *d*) valjkasti lanac DIN 8187 (JUS M.C1.820 i 821); *e*) lanac s tuljkom DIN 73232 (JUS M.C1.830); *f*) Rotary-lanac DIN 8182; *g*) zupčasti lanac DIN 8190

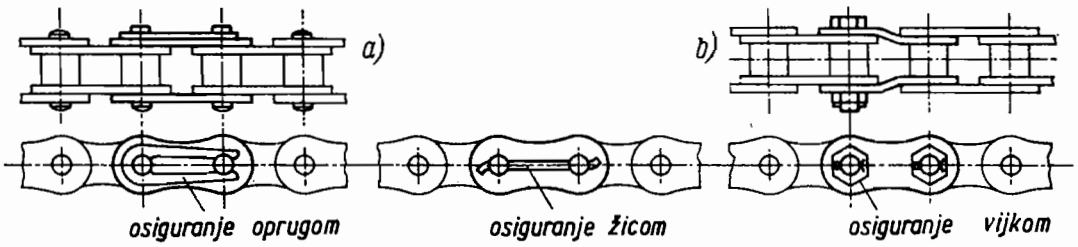
Tablica 106. Dimenzije i tehnički podaci o valjkastim lancima (slika 325d)

Broj lanca Red 1	Broj lanca Red 2	t mm	b_1 mm	d_1 mm	e mm	g_1 mm	Jednostruki lanac a_1 mm	Jednostruki lanac F_B kN	Jednostruki lanac A cm²	Jednostruki lanac q kg/m	Dvostruki lanac a_2 mm	Dvostruki lanac F_B kN	Dvostruki lanac A cm²	Dvostruki lanac q kg/m	Trostruki lanac a_2 mm	Trostruki lanac F_B kN	Trostruki lanac A cm²	Trostruki lanac q kg/m
Valjkasti lanci izrade za Evropu DIN 8187[1]) (JUS M.C1.820, 821 i 822)																		
	03	5	2,5	3,2	–	4,1	7,4	2,0	0,06	0,08	–	–	–	–	–	–	–	–
	04	6	2.8	4	–	5	7,4	3,0	0,07	0,12	–	–	–	–	–	–	–	–
05 B		8	3	5	5,64	7,11	8.6	4,6	0,11	0,18	14,3	8,0	0,22	0,36	19,9	11,4	0,33	0,54
06 B		9,525	5,72	6,35	10,24	8,26	13,5	9,1	0,28	0,41	23,8	17,3	0,55	0,78	34	25,4	0,83	1,18
081		12,7	3,3	7,75	–	9,91	10,2	8,2	0,21	0,28	–	–	–	–	–	–	–	–
082		12,7	2,38	7,75	–	9,91	8,2	10,0	0,16	0,26	–	–	–	–	–	–	–	–
083		12,7	4,88	7,75	–	10,3	12,9	12,0	0,32	0,42	–	–	–	–	–	–	–	–
084		12.7	4,88	7,75	–	11,15	14,8	16,0	0,35	0,59	–	–	–	–	–	–	–	–
085		12,7	6,38	7,77	–	9,91	14	6,8	0,32	0,38	–	–	–	–	–	–	–	–
08 B		12,7	7,75	8,51	13,92	11,81	17	18,2	0,50	0,70	31	31,8	1,00	1,35	44,9	45,4	1,50	2,0
10 B		15,875	9,65	10,16	16,59	14,73	19,6	22,7	0,67	0,95	36,2	45,4	1,34	1,85	52,8	68,1	2,02	2,8
12 B		19,05	11,68	12,07	19,46	16,13	22,7	29.5	0.89	1,25	42,2	59,0	1,78	2,5	61,7	88,5	2,68	3,8
	16 B	25,4	17,02	15,88	31,88	21,08	21,08	36,1	58,0	2,10	2,7	110	4,21	5,4	99,9	165	6,32	8
	20 B	31,75	19,56	19,05	36,45	26,42	43,2	95,0	2,95	3,6	79,7	180	5,91	7,2	116,1	270	8,86	11
	24 B	38,1	25,4	25,4	48,36	33,4	53,4	170	5,54	6,7	101,8	324	11,09	13,5	150,2	485	16,64	21
	28 B	44,45	30,99	27,94	59,56	37,08	65,1	200	7,40	8,3	124,7	381	14,81	16,6	184,3	571	22,21	25
	32 B	50,8	30,99	29,21	58,55	42,29	67,4	260	8,11	10,5	126	495	16,23	21	184,5	743	24,34	32
	40 B	63,5	38,1	39,37	72,29	52,96	82,6	360	12,76	16	154,9	680	25,52	32	227,2	1000	38,28	48
	48 B	76,2	45,72	48,26	91,21	63,88	99,1	560	20,63	25	190,4	1000	41,26	50	281,6	1600	61,89	75
	56 B	88,9	53,34	53,98	106,6	77,85	114,6	850	27,91	35	221,2	1600	55,82	70	330	2350	83,73	105
	64 B	101,6	60,96	63,5	119,89	90,17	130,9	1100	36,25	60	250,8	2100	72,5	120	370,7	3100	108,75	180
	72 B	114,3	68,58	72,39	136,27	103,63	147,4	1400	46,17	80	283,7	2700	92,34	170	420	4000	138,5	240
Valjkasti lanci izrade za Ameriku DIN 8188[2])																		
08 A		12,7	7,95	7,92	14,38	12,07	17,8	14,1	0,44	0,609	32,3	28,2	0,88	1,19	46,7	42,3	1,32	1,78
10 A		15,875	9,53	10.16	18,11	15,09	21,8	22,2	0,70	1,01	39,9	44,4	1,40	1,92	57,9	66,6	2,10	2,89
12 A		19,05	12,7	11,91	22,78	18,08	26,9	31,8	1,06	1,47	49,8	63,6	2,12	2,9	72,6	95,4	3,18	4,28
16 A		25,4	15,88	15,88	29,29	24,13	33,5	56,7	1,79	2,57	62,7	113,4	3,58	5,01	91,7	170,1	5,37	7,47
20 A		31,75	19,05	19,05	35,76	30,18	41,1	88,5	2,62	3,73	77	177	5,24	7,31	113	265,5	7,86	11,01
24 A		38,1	25,4	22,23	45,44	36,2	50,8	127	3,94	5.5	96,3	254	7,88	10,94	141,7	381	11,82	16,5
28 A		44,45	25,4	25,4	48,87	42,24	54,9	172,4	4,72	7,5	103,6	344,8	9,44	14,36	152,4	517,2	14,16	21,7
32 A		50,8	31,75	28,58	58,55	48,26	65,5	226,8	6,5	9.7	124,2	453,6	13,0	19,1	182,9	680,4	19,5	29,3
40 A		63.5	38,1	39.68	71,55	60,33	80,3	353,8	10,9	15,8	151,9	707,6	21,8	32	223,5	1061,4	32,7	48
48 A		76,2	47,63	47,63	87,83	72,39	95,5	510,3	16,1	22,6	183,4	1020,6	32,2	44	271,3	1530,9	48,3	66

[1]) Primjer za oznaku valjkastog lanca br. 10 B sa 100 članaka kao dvostruki valjkasti lanac:
Valjkasti lanac 10 B–2×100 DIN 8187 (JUS M.C1.820, 821 i 822)

[2]) Primjer za oznaku valjkastog lanca br. 12A sa 80 članaka kao trostruki valjkasti lanac:
Valjkasti lanac 12A–3×80 DIN 8188

Spojnice krajnjih članaka osiguravaju se opružnim pločicama, žicom ili vijcima (sl. 326). Ako se ne može izbjeći neparan broj članaka, mora se ugraditi zakrivljeni završni članak (sl. 326b). Taj članak zbog savojnog optere-



Slika 326. Spajanje i osiguranje pogonskih lanaca

Tablica 107. Dimenzije i tehnički podaci o zupčastim lancima (slika 325 g) prema DIN 8190

Zupčasti lanci DIN 8190[1])											
t	Nazivna širina	b	e	f	g_1	g_2	i	F_B u kN		A^2)	q
								A nepobolj-šano	B poboljšano		kg/m
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				cm²	
12,7 ($^1/_2$″)	25	23,5	28,0	4,7	14	7,1	1,8	14,5	29	0,5	1,3
	30	29,5	34,0					18	36	0,6	1,6
	40	42,0	46,5					26	52	0,9	2,1
	50	48,5	53,0					30	60	1,0	2,6
15,87 ($^5/_8$″)	25	23,5	28,5	5,9	17,5	8,9	2,5	16	32	0,55	1,9
	30	29,5	34,5					21	42	0,69	2,4
	40	42,0	47,0					30	60	0,98	3,2
	50	48,5	53,5					35	70	1,12	3,9
	65	64,0	69,0					46	92	1,5	5,1
19,05 ($^3/_4$″)	30	29,5	35,0	7,0	21	10,7	3,5	28	56	0,7	3,0
	40	42,0	48,5					40	80	1,0	3,8
	50	48,5	54,0					47	94	1,2	4,8
	65	64,0	69,5					63	126	1,5	6,2
	75	76,5	82,0					75	150	1,8	7,4
25,4 (1″)	50	52,0	59,0	9,4	28	14,2	4,5	87	125	1,9	7,0
	65	64,5	71,5					98	140	2,4	8,5
	75	76,5	83,5					131	187	2,8	10,1
	90	89,0	96,0					140	200	3,2	11,4
	100	101	108					175	250	3,8	13,2
38,1 (1$^1/_2$″)	65	64,5	72,5	14,1	42	21,4	4,5	133	190	3,6	13,2
	75	76,5	84,5					175	250	4,3	15,2
	100	101	109					235	336	5,7	20,2
	125	125	133					294	420	7,0	25,0
	150	150	158					385	550	8,4	30,0
50,8 (2″)	75	78,0	88,0	18,8	56	28,4	4,5	238	340	5,3	19,5
	100	102	112					319	456	6,9	25,7
	125	128	138					399	570	8,6	32,0
	150	152	162					452	646	10,3	38,2
	175	176	186					553	790	12	44,5
Materijal: Spojnice: čelik za poboljšanje prema DIN 17200 (JUS C.B9.021)								Svornjaci: čelik za cementiranje prema DIN 17210 (JUS C.B9.020)			

[1]) Primjer za oznaku zupčastog lonca $p = 19{,}05$ mm, 60 članaka i $b = 48{,}5$ mm, poboljšane izrade:
Zupčasti lanac B 19,05 × 50 × 60 DIN 8190

[2]) Nije navedeno u DIN 8190

ćenja u zakrivljenju smanjuje sposobnost prenošenja lanca za oko 20%. Stara poslovica kaže: *lanac je toliko jak koliko je jaka njegova najslabija karika*!

8.4.3. Lančanici

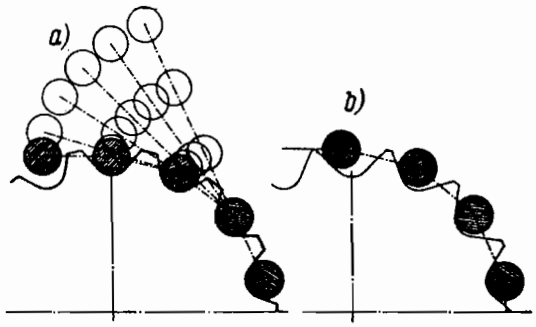
Valjkaste lance i lance s tuljkom može se prikazati kao svornjake nanizane na uže (sl. 327a), koji postepeno ulaze u uzubine lančanika. Uzubine moraju biti tako oblikovane da pri dizanju pruženog lanca mogu svornjaci nesmetano izlaziti iz uzubina. Da bi se izjednačile tolerancija i trenje deformacije lanca potrebno je veliko zaobljenje korijena zuba r_1 i velik bočni kut γ,

Tablica 108. Dimenzije u mm zubi lančanika prema DIN 8196 (slika 328) za valjkaste lance [1])

Lanac								
DIN	Korak p	Unutarnja širina b_1 minimalna mjera	Promjer valjka d_1 h 10	e		r_1 maksimalna mjera	r_2 $z<40$	u
8187	6	2,8	4	–		2,05	4,8	0,12
8188	6,35	3,18	3,3	6,4		1,7	5,1	0,13
8187	8	3	5	5,64		2,6	6,4	0,16
8187	9,525	3,2	6	–		3,1	7,6	0,19
		(3,94)	6,35	–		3,3		
8188		4,77	5,08	10,13		2,6		
8187		5,72	6,35	10,24		3,3		
8187	12,7	3,3	7,75	–		4	10	0,25
		4,88		–				
		6,4		–				
8187		5,21	8,51	–		4,4		
		(6,4)		–				
		7,75		13,92				
8188		7,94	7,94	14,38		4,1		
8187	15,875	6,48	10,16	–		5.2	12,7	0,32
8188		9,52		18,11				
8187		9,65		16,59				
8187	19,05	11,68	12,07	19,46		6,2	15,2	0,38
8188		12,7	11,9	22,78	26,11			
8188	25,4	15,88	15,88	29,29	32,59	8,2	20	0,51
8187		17,02	15,88	31,88	–			
8188	31,75	19,05	19,05	35,76	39,09	9,8	25,5	0,64
8187		19,56		36,45	–			
8188	38,1	25,4	22,22	45,44	48,87	11,4	31	0,76
8187		25,4	25,4	48,36	–	13,1		
8188	44,45	25,4	25,4	48,87	52,20	13,1	36	0,89
8187		30,99	27,94	59,56	–	14,4		
8187	50,8	30,99	29,21	58,55	–	15	41	1
8188		31,75	28,57		61,87			
8188	57,15	35,72	35,71	65,84	75,92	18,4	46	1,2
8187	63,5	38,1	39,37	72,29	–	20,3	51	1,3
8188		38,1	39,68	71,55	78,31			
8187	76,2	45,75	48,26	91,21	–	24,7	61	1,5
8188		47,63	47,62	87,83	101,22			
Kvalitet površinske obrade: A za visoko opterećenje, B za normalno opterećenje, C za nisko opterećenje								

[1]) Primjer oznake ozubljenja lančanika sa $z=26$ za dvostruki valjkasti lanac 10A sa $\gamma=15°$ i kvalitetom površinske obrade B;
Ozubljenje lančanika 26z 2×10A×15° B DIN 8196

koji ipak ne smije biti ni prevelik, da se svornjaci lanca ne bi penjali na bok zuba (sl. 327b). *Oblik zuba* prema DIN 8196, prikazan je na slici 328, a mjere su date u tablici 108, strana 306.



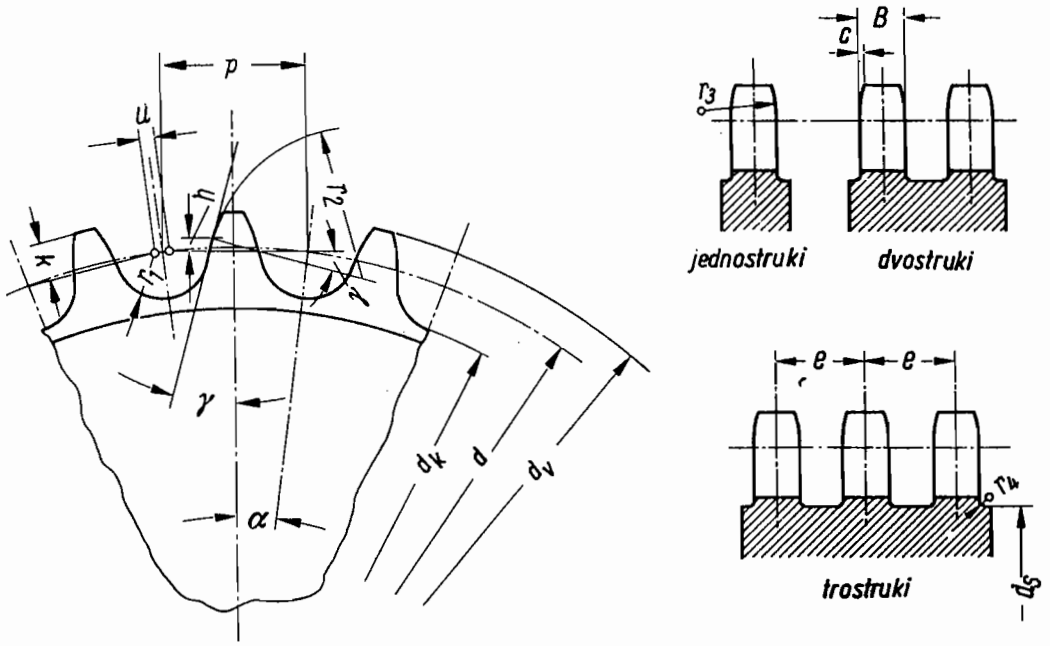
Slika 327. Zahvatni odnosi valjkastih lanaca *a*) izlazak lanca iz uzubina; *b*) penjanje svornjaka lanca na bok zuba kod loše oblikovanih zubi

Lančanik[1])

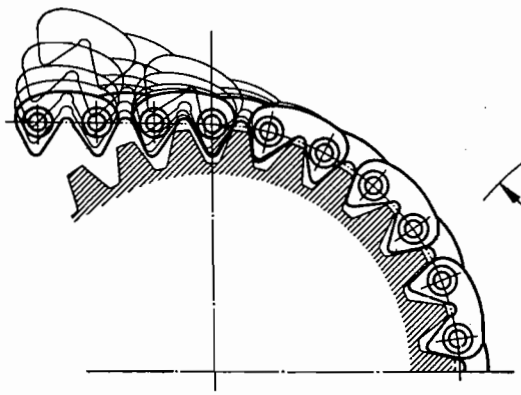
$\gamma = 19° \begin{smallmatrix}+3°30' \\ -3°\end{smallmatrix}$ za $v > 8$ m/s				$\gamma = 15'' \pm 2''$ za $v > 12$ m/s				općenito			B	c	r_3	r_4
$z = 9$ do 12		$z > 12$		$z = 9$ do 12		$z = 13$ do 40		$z > 40$						
h	k	h	k	h	k	h	k	h	k	r_2	h 14			
0,53	1,3	0,52	1,48	0,69	1,6	0,68	1,6	0,87	1,6	2	2,5	0,5	6	
0,45	1,3	0,44	1,3	0,58	1,3	0,57	1,3	0,76	1,3	1,7	2,9	0,43	5	
0,66	1,75	0,65	1,9	0,86	2	0,85	2	1,15	2	2,5	2,7	0,65	7,5	
0,79	2,1	0,78	2,3	1,05	2,4	1	2,4	1,4	2,4	3	2,9	0,8	9	0,2
0,83	2,1	0,82	2,35	1,1	2,5	1,05	2,5	1,45	2,5	3,2	3,6		10	
0,66	2	0,65	2	0,86	2	0,85	2	1,15	2	2,5	4,3	0,65	7,5	
0,83	2,1	0,82	2,35	1,1	2,5	1,05	2,5	1,45	2,5	3,2	5,2	0,8	10	
1	2,8	0,98	2,95	1,3	3,1	1,3	3,1	1,75	3,1	3,9	3 4,4 5,8	1	12	
1,15	2,7	1,15	3,15	1,5	3,4	1,5	3,4	1,95	3,4	4,3	4,7 5,8 7	1,1	13	
1,05	2,8	1,05	3	1,4	3,2	1,35	3,2	1,85	3,2	4	7,2	1	12	0,3
1,3	3,5	1,25	3,8	1,7	4,1	1,7	4,1	2,3	4,1	5,1	5,8 8,6 8,7	1,3	15	
1,55	4,1	1,55	4,55	2	4,8	2	4,8	2,7	4,8	6	10,5	1,5	18	
1,65	4	1,6	4,5	2,1		2,1		2,8			11,5	1,6		
2,1	5,4 5,6	2,1	6	2,8	6,4	2,7	6,4	3,6 3,6	6,4	8	14,3 15,3	2,1 2	24	
2,5	6,9	2,5	7,3	3,3	7,6	3,2	7,6	4,4	7,6	9,5	17,2 18	2,5	29	0,4
3	8,2	2,9	8,7	3,8	8,9	3,8	8,9	4,8	8,9	11	22,9	2,9	33	
3,4		3,3	9,4	4,4	10,2	4,3	10,2	5,8	10,2	12,7	23	3,5	38	
3,4	9,5	3,3	10	4,4		4,3		5,8		13	22,9	3,3		
		3,7	10,5	4,9	11,2	4,8	11,2	6,3	11,2	14	28	3,5	42	0,5
3,9	11	3,8	11,4	5,1	11,7	5	11,7	6,6	11,7	14,5		3,8	44	
3,8	10,8	3,8	11	5	11,4	4,9	11,4	6,5	11,4		28,6	3,7	43	
4,7	12	4,6	13,5	6,1	14,3	6,1	14,3	8,1	14,3	18	32,2	4,6	54	0,6
5,2	13,8	5,1	15	6,8	15,7	6,7	15,7	9	15,7	19,5	34	5	60	0,5
5,1	13,3	5,0		6,6	15,9	6,6	15,9	8,8	15,9	20	34,3	5,2		0,6
6,4	16,5	6,3	18,2	8,3	19,3	8,2	19,3	11	19,3	24	41	6	72	0,5
6,3	16	6,2	18	8,2	19	8,1	19	10,9	19		43	6,2		0,7

Oznake:

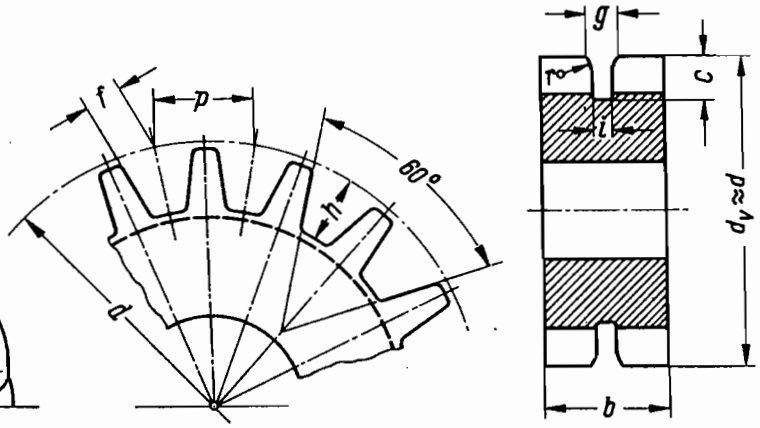
- p korak,
- d promjer diobene kružnice $=p/\sin\alpha=p\cdot n_z$ (faktor broja zubi $n_z=1/\sin\alpha$ prema tablici 109, strana 309),
- d_f podnožni promjer $=d-d_1$ gdje je d_1 promjer valjka,
- d_a tjemeni promjer $=p\cdot\cot\alpha+2k$ ($\cot\alpha$ prema tablici 109),
- d_s promjer ispod podnožne kružnice $=p\cdot\cot\alpha-g-2r_4$ kada je g širina spojnice,
- r_1 polumjer korijena zuba $\approx 0{,}51\,d_1$,
- r_2 polumjer glave zuba $=(0{,}8\pm 0{,}2)\,p$ kod $z\leqq 40$, $\approx 0{,}5\,d_1$ kod $z>40$,
- k visina glave zuba (tablica 108),
- 2α diobeni kut $=360°/z$,
- γ bočni kut zuba (tablica 108),
- u zračnost uzubine (tablica 108),
- B širina zuba (tablica 108),
- r_3 polumjer bočne zaobljenosti zuba (tablica 108).



Slika 328. Lančanici prema DIN 8196, za valjkaste lance



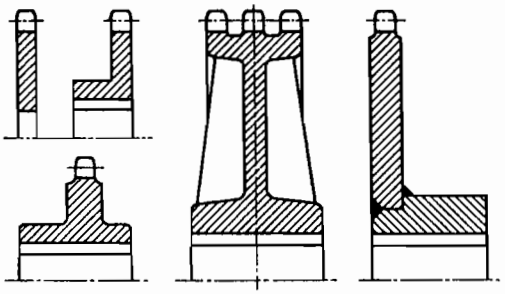
Slika 329. Izlazak zupčastog lanca iz uzubina lančanika



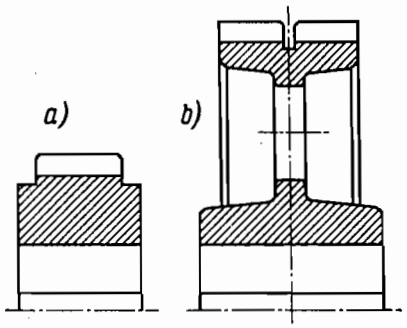
Slika 330. Lančanik prema DIN 8191, za zupčaste lance s unutarnjim vođenjem

Na isti način kao valjci, moraju se i spojnice moći nesmetano dići iz ozubljenja (sl. 329). *Ozubljenje* prema DIN 8191 prikazano je na slici 330, a mjere u tablici 110. Kod lančanika, pri izračunavanju promjera diobene kružnice, vrijedi da je $d = p \cdot n_z$ (n_z prema tablici 109).

Mali lančanici izrađuju se najčešće od čelika za cementiranje ili čelika za poboljšanje. Kuju se u ukovnju prema veličini i broju komada lančanika ili se kuju iz punog komada. Veliki lančanici izrađuju se pretežno od čeličnog lijeva. Koji put se vijenac lančanika zavaruje na glavinu, ili se veže pomoću navoja. *Izvedbene oblike lančanika za valjkaste lance* pokazuje slika 331, a *lančanike za zupčaste lance* pokazuje slika 332.



Slika 331. Lančanici za valjkaste lance



Slika 332. Lančanici za zupčaste lance
a) postrano vođenje; *b*) unutarnje vođenje

Tablica 109. Faktor broja zubi n_z i cot α za lančanike prema DIN 8196

z	n_z	cot α	z	n_z	cot α	z	n_z	cot α	z	n_z	cot α
6	2,0000	1,7321	32	10,2023	10,1532	58	18,4710	18,4439	84	26,7443	26,7256
7	2,3048	2,0765	33	10,5201	10,4725	59	18,7891	18,7625	85	27,0625	27,0440
8	2,6131	2,4142	34	10,8380	10,7917	60	19,1073	19,0811	86	27,3808	27,3625
9	2,9238	2,7475	35	11,1558	11,1109	61	19,4255	19,3997	87	27,6990	27,6809
10	3,2361	2,0777	36	11,4737	11,4301	62	19,7437	19,7183	88	28,0172	27,9994
11	3,5495	3,4057	37	11,7916	11,7492	63	20,0619	20,0369	89	28,3355	28,3178
12	3,8637	3,7321	38	12,1096	12,0682	64	20,3800	20,3555	90	28,6537	28,6363
13	4,1786	4,0572	39	12,4275	12,3872	65	20,6982	20,6740	91	28,9720	28,9547
14	4,4940	4,3813	40	12,7455	12,7062	66	21,0164	20,9926	92	29,2902	29,2731
15	4,8097	4,7046	41	13,0635	13,0251	67	21,3346	21,3111	93	29,6085	29,5916
16	5,1258	5,0273	42	13,3815	13,3441	68	21,6528	21,6297	94	29,9267	29,9100
17	5,4422	5,3495	43	13,6995	13,6630	69	21,9710	21,9482	95	30,2449	30,2284
18	5,7588	5,6713	44	14,0175	13,9818	70	22,2893	22,2667	96	30,5632	30,5468
19	6,0755	5,9927	45	14,3356	14,3007	71	22,6074	22,5853	97	30,8815	30,8653
20	6,3925	6,3138	46	14,6536	14,6195	72	22,9256	22,9038	98	31,1998	31,1837
21	6,7095	6,6346	47	14,9717	14,9383	73	23,2437	23,2223	99	31,5180	31,5021
22	7,0267	6,9552	48	15,2898	15,2571	74	23,5620	23,5408	100	31,8363	31,8205
23	7,3439	7,2755	49	15,6079	15,5758	75	23,8802	23,8593	101	32,1545	32,1389
24	7,6613	7,5958	50	15,9260	15,8945	76	24,1984	24,1778	102	32,4728	32,4574
25	7,9787	7,9158	51	16,2441	16,2133	77	24,5167	24,4963	103	32,7910	32,7758
26	8,2962	8,2357	52	16,5622	16,5320	78	24,8349	24,8147	104	33,1093	33,0942
27	8,6138	8,5555	53	16,8803	16,8507	79	25,1531	25,1332	105	33,4275	33,4126
28	8,9314	8,8752	54	17,1984	17,1693	80	25,4713	25,4517	106	33,7458	33,7310
29	9,2491	9,1948	55	17,5166	17,4880	81	25,7896	25,7702	107	34,0641	34,0494
30	9,5678	9,5144	56	17,8347	17,8066	82	26,1078	26,0886	308	34,3823	34,3678
31	9,8845	9,8338	57	18,1529	18,1253	83	26,4261	26,4071	109	34,7006	34,6862
									110	35,0188	35,0046

Uobičajeni *brojevi zubi* (neparnim brojevima treba dati prednost) za lančane pogone su:

Mali lančanici: $z_1 =$ 9 do 11 kod brzina lanca ispod $v = 4$ m/s,
$z_1 = 11$ do 13 kod brzina lanca do $v = 4$ m/s, koraka lanaca do $p = 20$ mm i za lance duljine preko 40 članaka, za manje osjetljive pogone i za lance ispod 10000 h trajnosti,
$z_1 = 14$ do 16 pri brzini lanaca do $v = 7$ m/s i kod srednjih opterećenja,
$z_1 = 17$ do 25 pri brzini lanaca do $v = 24$ m/s i kod većih opterećenja.

Veliki lančanici: $z_2 = 30$ do 80 općenito uobičajeno,
$z_2 =$ do 120 kao gornja granica,
$z_2 =$ do 150 po mogućnosti treba izbjegavati, jer se trošenje povećanjem prijenosnog omjera prenosi na glave zubaca.

Tablica 110. Dimenzije u mm zubi lančanika prema DIN 8191 (slika 330) za zupčaste lance DIN 8190

Korak p	h	c +1	f	g +1	h minimalna mjera	i +1	r	Nazivna mjera pripadnog zupčastog lanca	Korak p	h	c +1	f	g +1	h minimalna mjera	i +1	r	Nazivna mjera pripadnog zupčastog lanca
12,7 ($1/2''$)	30 35 45 55	8	4,7	4	8	3	3	25 30 40 50	25,4 (1'')	55 70 80 95 105	17	9,4	9	16	6	5	50 65 75 90 100
15,87 ($3/4''$)	30 35 45 55 70	11	5,9	5	10	4	3	25 30 40 50 65	38,1 ($1\,1/2''$)	75 85 110 135 160	25	14,1	9	24	6	5	65 75 100 125 150
19,05 ($5/8''$)	35 45 55 70 80	13	7,0	5	12	4	3	30 40 50 65 75	50,8 (2'')	85 110 135 160 185	33	18,8	11	32	8	5	75 100 125 150 175
Materijal: do 25 zubi: čelik za cementiranje prema DIN 17210 (JUS C.B9.021) preko 25 zubi: lijevano željezo, lijevani čelik																	

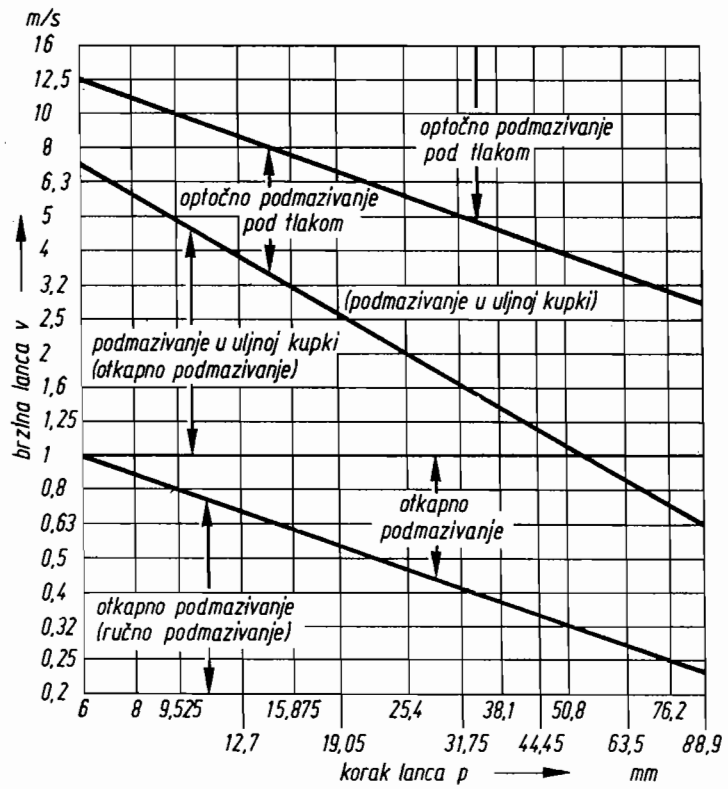
8.4.4. Podmazivanje

Veću trajnost pogonskih lanaca pri većoj brzini može se postići dobrom zaštitom od prašine i brižljivim podmazivanjem. U tom slučaju može se računati s većim učešćem tekućeg trenja umjesto mješovitog. Na slici 333 DIN 8195 (u pripremi), dati su preporučljivi načini podmazivanja u zavisnosti od koraka lanca p i brzine lanca v. Podmazivanjima koja su naznačena u zagradama mogu se pod određenim okolnostima postići zadovoljavajući rezultati.

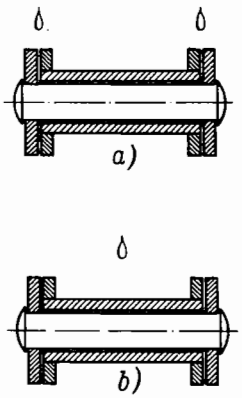
Povoljna *pogonska temperatura* lanca je 70 °C, a za uljnu kupku ili optočno ulje 60 °C. Ako se naznačene temperature prekorače, mora se predvidjeti hlađenje ili upotreba maziva otpornog na zagrijavanje (motorno ulje s dodatkom grafita ili molibdendisulfida). Pogonska temperatura t, koju se može očekivati, ovisi o temperaturi okoline t_0, brzini lanca v, broja članaka X i načinu podmazivanja. Za duge lance sa $X>150$ i $v<7$ m/s je $\Delta t=0$ do 25 K, za kratke lance sa $X<80$ i $v>12$ m/s, s podmazivanjem u uljnoj kupci (uranjanjem), ili kod optočnog tlačnog podmazivanja je $\Delta t=20$ do 60 K, pri ručnom podmazivanju ili kapanjem ulja pri $v>7$ m/s je $\Delta t=30$ do 100 K. Ako Δt označava povišenje temperature u odnosu na temperaturu okoline, onda je $t=t_0+\Delta t$.

Ulja za podmazivanje moraju na pogonskoj temperaturi pri podmazivanju u uljnoj kupci, ili pri optočnom tlačnom podmazivanju imati viskoznost $v=20$ do 50 cSt, pri podmazivanju kapanjem $v=40$ do 80 cSt, te pri ručnom podmazivanju $v=80$ do 120 cSt (u ovom slučaju može se podmazivati i teškim uljima ili tekućom mašću).

Izvanredan utjecaj na efekt podmazivanja ima stanje maziva. Zanemarivanje dobne izmjene ulja ili zaboravljanje na potrebu naknadnog podmazivanja može dovesti do onečišćenja maziva ili čak do suhog trenja i time do većeg trošenja zglobova lanaca.



Slika 333. Preporučljivi načini podmazivanja za lančaste prijenose prema DIN 8195



Slika 334. Podmazivanje zgloba lanca kapanjem *a*) ispravno; *b*) pogrešno

Pri *podmazivanju kapanjem ulja* na unutarnju stranu traka lanca dolazi oko 4 do 14 kapi na minutu. Pri tome treba paziti da ulje može prodrijeti do zglobova, a da ne ulazi na krivom mjestu, odakle otječe bez koristi (sl. 334). Pri *podmazivanju u uljnoj kupci* donja traka uranja se u ulje do polovine širine

Tablica 111. Primjeri efekata postignutih raznim načinima podmazivanja lančastih prijenosa prema DIN 8195

Vrste podmazivanja pri brzini lanca	do v m/s	Čista ulja za podmazivanje dobivena filtriranjem ili separacijom	Ulja za podmazivanje s malim utjecajem na habanje (trošenje)	Ulja za podmazivanje sa štetnim utjecajem na habanje (trošenje) i / ili druga onečišćenja
Tlačno optočno podmazivanje Jednoličan mlaz ulja vodi se na unutarnju stranu lanca u smjeru gibanja	40	preporučeno podmazivanje	povoljno do dopušteno podmazivanje	dopušteno do oskudno podmazivanje
Podmazivanje pomoću uljne kupke Lanac i / ili ploča za prskanje uranjaju se u uljnu kupku, te tako pospješuju stvaranje uljne magle. U kućišta treba ugraditi letvice za vođenje ulja.	12	povoljno podmazivanje	dopušteno podmazivanje	dopušteno do oskudno podmazivanje
	16	dopušteno podmazivanje	oskudno podmazivanje	oskudno podmazivanje – srednje područje
	20	dopušteno do manjkavo podmazivanje		

Vrste podmazivanja pri brzini lanca	do v m/s	zaštićeni pogoni	nezaštićeni pogoni s utjecajem prašine i tome slično	nezaštićeni pogoni sa štetnim onečišćenjima
Podmazivanje kapanjem ulja Kapi ulja treba da padaju na unutarnju stranu lanca i na spojnice. Potrebna količina kapi/min $= \frac{v}{\text{m/s}} \cdot \frac{0{,}1p}{\text{mm}}$ za jednostruk lanac	7	povoljno podmazivanje	povoljno podmazivanje	dopušteno podmazivanje
	12	dopušteno podmazivanje	dopušteno podmazivanje	dopušteno do oskudno podmazivanje
	16	dopušteno do manjkavo podmazivanje	–	–
Ručno podmazivanje Mazivo se nanosi na unutarnju stranu lanca, a prvenstveno između unutarnje i vanjske spojnice pomoću kantice za ulje ili kista. Po mogućnosti predvidjeti periodično čišćenje lanca	1	povoljno podmazivanje	povoljno do dopušteno podmazivanje	dopušteno do oskudno podmazivanje
	4	dopušteno podmazivanje	dopušteno do oskudno podmazivanje	oskudno podmazivanje
	7	dopušteno do oskudno podmazivanje	oskudno podmazivanje	oskudno podmazivanje – srednje područje
bez dodatnog podmazivanja		**dodatne utjecaje brusnih ili agresivnih materijala treba posebno uzimati u obzir**		

spojnice. Dobri rezultati dobivaju se ako se ugradi kolut za prskanje ulja, koji stvara uljnu maglu. Uljne čestice se talože na lanac i na okapnice odakle sakupljeno ulje ponovo kaplje na lanac. Pri tome može donja traka lanca još dodatno uranjati u uljnu kupku. Pri *optočnom tlačnom podmazivanju* ubrizgava se ulje na unutarnju stranu povratne trake.

Pri brzini lanaca $v > 12$ m/s pokazalo se dobrim *podmazivanje ubrizgavanjem.* To je vrst optočno tlačnog podmazivanja sa sapnicama, koje stvaraju najsitnije kapljice.

U tablici 111 prikazane su daljnje mogućnosti upotrebe navedenih načina podmazivanja ako se od preporučenih načina podmazivanja, slika 333, odstupi ili mora odstupiti.

8.4.5. Proračun

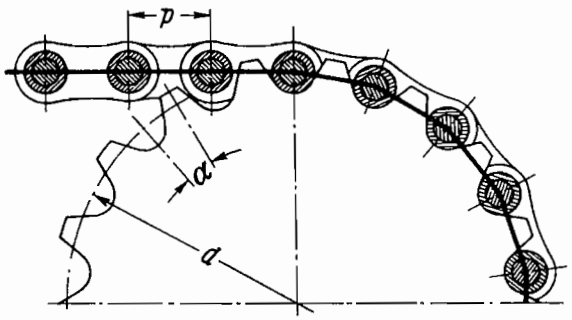
Proračun pogona lanaca s tuljkom i valjkastim lancima utvrđen je u DIN 8195 (za sada u pripremi). U tom standardu navedeno je: „Dopušteno opterećenje pogonskih lanaca određeno je habanjem u zglobovima i time vezanim produljenjem lanca. Produljenje ne treba da prelazi pri jednolikom trošenju i srednjem broju zubi 3 %. Preduvjet za ovo je, da postoji mogućnost naknadnog zatezanja. Slijedeće podloge za proračun vrijede samo onda, ako ne dolazi do naknadnih dinamičkih opterećenja, npr. zbog vibracija neopterećene ili opterećene trake lanca ili zbog rotacionih vibracija cijelog prijenosa. Kod težih pogonskih uvjeta, naročito kod brzina lanca preko $v = 24$ m/s, treba uzeti u obzir iskustva proizvođača lanaca."

Odnos brzine vrtnje malog lančanika prema brzini vrtnje velikog lančanika daje:

prijenosni omjer

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \qquad (249)$$

n_1 u $\min^{-1}$ brzina vrtnje malog lančanika,
n_2 u $\min^{-1}$ brzina vrtnje velikog lančanika,
z_1 broj zubi malog lančanika,
z_2 broj zubi velikog lančanika.



Slika 335. Mnogokutnik (poligon) dobiven obavijanjem lančanika

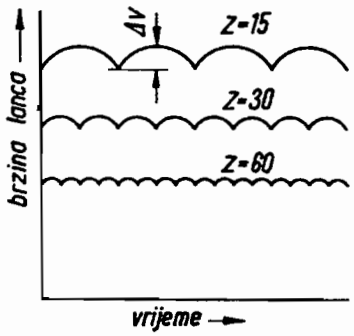
Općenito se uzima $i \leqq 7$, dok se kod malih brzina lanaca može ići čak do $i = 10$. Prijenose na veću brzinu vrtnje treba izbjegavati zbog loše iskoristivosti. Kao *broj zubi* treba odabrati prim-brojeve (djeljive samo sa jedan i sa samim sobom) da članci ne bi periodički ulazili u zahvat istim zubima lančanika. Na taj način dijeli se habanje ravnomjerno na sve dijelove lanca i lančanika u zahvatu.

Pri radu lanac ovija lančanik u *obliku poligona* (sl. 335) valjcima koji ulaze u uzubine. Budući da je ovojna duljina lanca manja od odgovarajućeg

Tablica 112. Faktori udara *c* prema DIN 8195

Gonjeni strojevi	Pogonski strojevi									Transmisije pogonske (grupni pogon)
	elektro-motori	motori s unutarnjim izgaranjem spori 1 cil.	spori 2 cil.	spori 4 cil.	brzi do 2 cil.	brzi do 6 cil.	vodene turbine brzo-hodne	vodene turbine sporo-hodne	parne turbine	
Tokarilice, bušilice	1,4									
glodalice	1,5									
blanjalice	2,3									
drobilice	2									
strojevi za izvlačenje	1,8									
preše hidraulične	1,8			2,8	2,5	2,2				
preše ekscentarske	2,5									
preše koljenčaste	2									
strojevi za obradu drva	1,8	4,5	4	3,7	3	2,5	2,5	3,5		1,8
tkalački stanovi	2									2
prepletač-rotacioni	1,5									
strojevi translatori	2									
Prelački stroj	1,5									1,5
klipni kompresori jednostepeni	2,5		5	4,5	4	3,5				
klipni kompresori dvostepeni	2		4,5	4	3,5	3				
rotacioni kompresori jednostepeni	1,6	4	3,2	3	2,5	2				
rotacioni kompresori dvostepeni	1,3	3	2,7	2,5	2	1,6				
puhala	1,5		3	2,7	2,5	2				
ventilatori	2,5		3,7							2,5
klipne pumpe 1-cilindrične	2	5	4	3,5	3	2,6	2,5	3,5		
klipne pumpe 2-cilindrične	1,8	4	3,5	3	2,7	2,3	2,2	2,7		
centrifugalne pumpe	1,5	3	2,8	2,5	2,2	2				
valjaonički stanovi preko prijenosnika	2,5									
valjaonički stanovi neposredno	3									
valjci za gnječenje	2									2
mlinovi na kugle	1,8									1,8
bubnjasti mlin	2									2
mlinovi čekićari	2,5		5	4,5	4	3,5				2,5
kalanderi preko rpijenosnika	2,5									
kalanderi neposredno	3									
brusilice za celulozu (sječkalice)	1,8						2,2	3		1,8
vibraciono sito	2		4	3,5	3,2	2,8				2
nabijači	2	5	4	3,5	3,2					
bubnjevi za miješanje	1,7	4	3,2	3	2,5	2				
bageri	3			5	4,5	4				
rudarske glodalice			5	4,5	4					
miješalice	1,6									1,6
transporter za sipki materijal	1,5	3	2,8	2,5	2,2	2				1,5
transporter za komadni materijal	2	4	3,5	3	2,7	2				
dizalice	2,5	5	4	3,5	3	2,6				
viljuškari	3			4,5	3,5					
rudarski čekrk	2,5									
generatori veliko postrojenje	1		2				1,2	1,5	1	1
generatori malo postrojenje	1,5		2,8				1,7	2,5	1,5	1,5
transmisije gonjene	1,5				2,3	2	2	2,5	1,5	1,5

kružnog luka, kreće se lanac s pogonskog lančanika nejednolikom brzinom (sl. 336). Ove nejednolikosti rastu smanjivanjem broja zubi lančanika. Na gonjenom lančaniku nejednolikosti se mogu još povećati, što ovisi od toga u kojem ritmu nailazi lanac na lančanik. Razlika u brzini iznosi $\Delta v = v\,(1\text{-}\cos\alpha)$, gdje v označava najveću brzinu lanca.



Slika 336. Tok brzina lanca kod različitog broja zubi pogonskog lančanika

Preporučljivo je da se prema snazi P, koju lanac treba da prenosi, i brzini vrtnje n_1 malog lančanika, vrši predizbor odgovarajućeg lanca. To se vrši pomoću:

$$\text{udarne snage} \quad P_D = \frac{P}{m \cdot k} \tag{250}$$

P_D u kW	udarna snaga reducirana na jednostruk lanac,
P u kW	snaga, koju treba lancem prenijeti,
m	faktor nošenja lanca, kod jednostrukih lanaca je $m=1$, kod dvostrukih lanaca je $m=1{,}75$, a kod trostrukih lanaca je $m=2{,}55$,
k	faktor snage prema tablici 113 (k tome slijedeći podaci).

Udarna snaga P_D reducirana na jednostruki lanac zavisi od vrste pogona (pogonski i gonjeni stroj) i broja zubi z_1 malog lančanika, jer z_1 određuje obodnu brzinu. Ovu ovisnost uzima u obzir *faktor snage k*. Najprije iz tablice 112 treba odabrati faktor udara c, pa s njim i brojem zubi z_1 odrediti iz tablice 113 faktor snage k (vrijednosti u zagradi po mogućnosti izbjegavati).

S *izračunatom udarnom snagom* P_D i brzinom vrtnje n_1 može se iz tablice 114 odabrati odgovarajući valjkasti lanac. S navedenim udarnim snagama može se, uz bezprijekorno podmazivanje, očekivati vijek trajanja od 15000 pogonskih sati. P_D vrijednosti važe za lance s brojem članaka $X=100$. Kod $X=40$ treba računati samo sa 90 % udarne snage. Vrijednosti za P_D date su do onih brzina vrtnje n_1 koje odgovaraju najpovoljnijim snagama. Ako lanci rade s većom brzinom vrtnje, tada jako opada udarna snaga koja se prenosi zbog progresivno rastućih centrifugalnih sila koje opterećuju lanac.

Tablica 113. Faktori snage k prema DIN 8195 (prijedlog) za valjkaste lance

Faktor udara c	Broj zubi z_1 malog lančanika									
	13	15	17	19	21	23	25	38	45	57
1	(0,66)	0,78	0,89	1	1,11	1,23	1,35	2,11	2,54	3,28
1,5	(0,53)	0,62	0,71	0,80	0,89	0,98	1,08	1,69	2,03	2,62
2	(0,49)	0,57	0,65	0,73	0,81	0,90	0,98	1,54	1,85	2,39
3	(0,42)	(0,49)	0,56	0,63	0,70	0,77	0,85	1,33	1,60	2,06
4	(0,39)	(0,45)	(0,51)	0,58	0,65	0,71	0,78	1,23	1,47	1,80
5	(0,35)	(0,41)	(0,47)	(0,53)	0,59	0,65	0,72	1,12	1,35	1,74

Tablica 114. Udarna snaga P_D u kW koja se može prenijeti jednostrukim valjkastim lancima DIN 8187 i 8188 (JUS M.C1.820 i 822) (vidi tablicu 106. str.)

Broj lanca	Brzina vrtnje n_1 u min^{-1}																		
	1	4	10	25	50	100	125	160	250	400	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000
03										0,09	0,14	0,18	0,23	0,28	0,36	0,46	0,50	0,65	0,81
04							0,07	0,09	0,13	0,22	0,29	0,37	0,46	0,59	0,74	0,92	1,1		
05 B						0,12	0,15	0,18	0,29	0,44	0,63	0,81	0,92	1,18	1,48	1,70			
06 B				0,08	0,15	0,29	0,37	0,44	0,66	0,96	1,47	1,84	2,32	2,95	3,54	3,83			
08 B			0,09	0,21	0,40	0,74	0,92	1,18	1,70	2,43	3,83	4,64	5,90	7,36	7,70				
10 B			0,15	0,33	0,63	1,18	1,46	1,77	2,60	3,90	6,00	7,36	9,20	11,0					
12 B		0,09	0,23	0,51	0,92	1,84	2,20	2,80	3,95	6,10	9,20	11,8	14,6	14,6					
16 B	0,08	0,28	0,63	1,47	2,94	5,15	5,95	7,70	11,8	18,4	27,2	32,0	29,5						
20 B	0,16	0,52	1,18	2,94	5,15	9,60	12,5	14,7	23,2	35,3	46,4	46,4							
24 B	0,32	1,00	1,91	5,90	10,3	19,5	24,3	29,4	46,4	73,6	73,6								
28 B	0,45	1,47	3,24	7,36	14,7	26,5	32,4	39,0	59,0	92,0									
32 B	0,59	2,00	4,64	11,0	19,8	36,8	46,4	59,0	88,5	92,0									
40 B	1,18	3,82	9,20	19,8	37,6	73,6	92,0	110	118										
48 B	1,77	5,90	14,0	32,4	59,0	118	140	154											
56 B	3,24	11,0	25,0	59,0	114	188	170												
64 B	4,30	14,7	33,8	77,2	147	232													
72 B	5,5	18,4	45,0	96,0	184	220													
08 A			0,07	0,17	0,31	0,59	0,74	0,92	1,32	1,98	3,02	3,68	4,63	5,90	6,85	6,60			
10 A			0,15	0,32	0,59	1,18	1,45	1,76	2,60	3,82	5,90	7,36	9,20	10,3					
12 A		0,10	0,24	0,59	1,03	1,91	2,35	2,94	5,90	7,00	10,0	12,5	15,5	16,2					
16 A	0,07	0,24	0,59	1,28	2,35	4,64	5,70	7,00	10,3	15,7	23,2	29,4	29,4						
20 A	0,14	0,46	1,10	2,35	4,64	8,85	11,0	13,2	19,5	29,4	46,4	46,4							
24 A	0,23	0,96	1,84	4,05	8,10	14,7	18,3	22,2	33,1	50,0	73,6								
28 A	0,37	1,25	2,94	6,48	12,5	23,2	28,7	35,4	51,6	78,0									
32 A	0,52	1,84	4,12	9,20	18,4	33,8	40,5	48,0	73,6	118									
40 A	0,96	3,24	7,36	17,7	32,4	59,0	73,6	92,0	125										
48 A	1,55	5,35	11,8	29,4	51,5	96,0	147												

Prije proračunavanja broja članaka kod otvorenog lančanog prijenosa treba izabrati približnu vrijednost razmaka osi a' i broj zubi lančanika z_1 i z_2. Na taj način se dobiva:

broj članaka

$$X = 2\frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a'} \qquad (251)$$

Izračunata vrijednost X zaokružuje se na cio broj. Tada je *duljina lanca* $L = p \cdot X$. S odabranom vrijednošću za X može se izračunati točan razmak osi a (vidi sl. 322a na str. 300):

razmak osi:

$$a = \frac{p}{8}\left(2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - f(z_2 - z_1)^2}\right) \qquad (252)$$

a u mm točan razmak osi,
p u mm korak lanca (tablica 106, str. 304),
f proračunski faktor prema tablici 115.

Izabrani lanac treba računski kontrolirati na vremensku izdržljivost, tj. na *vijek trajanja* u satima spojnica, valjaka i zglobova.

Brzina lanca

$$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \qquad (253)$$

v u m/s brzina lanca,
d_1, d_2 u m promjeri diobenih kružnica lančanika (vidi jednadžbe za proračun na strani 308),
n_1, n_2 u s^{-1} brzina vrtnje lančanika.

Vučna sila lanca

$$F = P/v \qquad (254)$$

F u N vučna sila lanca = obodna sila lančanika,
P u W snaga koja se prenosi lančanim prijenosnikom,
v u m/s brzina lanca = obodna brzina lančanika prema jednadžbi (253).

Tablica 115. Faktor proračunavanja f za razmak osi prema DIN 8195

$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	f
12	0,8106	4	0,8110	2,3	0,8127	1,37	0,8215	1,25	0,8270	1,13	0,8372
11	0,8106	3,8	0,8111	2,2	0,8130	1,36	0,8219	1,24	0,8276	1,12	0,8387
10	0,8107	3,6	0,8112	2,1	0,8134	1,35	0,8222	1,23	0,8282	1,11	0,8405
9	0,8107	3,4	0,8113	2	0,8138	1,34	0,8226	1,22	0,8289	1,1	0,8425
8	0,8107	3,2	0,8114	1,9	0,8143	1,33	0,8230	1,21	0,8295	1,09	0,8448
7	0,8108	3	0,8115	1,8	0,8150	1,32	0,8234	1,2	0,8302	1,08	0,8474
6	0,8108	2,9	0,8116	1,7	0,8158	1,31	0,8238	1,19	0,8310	1,07	0,8503
5	0,8109	2,8	0,8118	1,6	0,8170	1,3	0,8243	1,18	0,8318	1,06	0,8537
4,8	0,8109	2,7	0,8119	1,5	0,8185	1,29	0,8248	1,17	0,8326	1,058	0,8544
4,6	0,8109	2,6	0,8121	1,4	0,8207	1,28	0,8253	1,16	0,8336	1,056	0,8551
4,4	0,8110	2,5	0,8123	1,39	0,8209	1,27	0,8258	1,15	0,8346	1,054	0,8559
4,2	0,8110	2,4	0,8125	1,38	0,8212	1,26	0,8264	1,14	0,8358	1,052	0,8567

Za vrijeme rada pojedini članci lanaca vrše kružno gibanje preko lančanika. Pojedini članci izloženi su zbog toga djelovanju centrifugalne sile F_f, koja lanac još više opterećuje:

centrifugalna sila $$F_f = q \cdot v^2 \quad (255)$$

F_f u N centrifugalna sila koja dodatno opterećuje trake lanaca,
q u kg/m težina lanca po metru duljine prema tablici 106, strana 304,
v u m/s brzina lanca prema jednadžbi (253).

Ukupna vučna sila $$F_G = F + F_f \quad (256)$$

F_G u N najveća vučna sila u lančanoj traci (opterećena traka) bez obzira na udare u pogonu,
F u N vučna sila proizašla iz snage koju treba prenijeti prema jednadžbi (254),
F_f u N centrifugalna sila u svakoj traci lanca prema jednadžbi (255).

Vijek trajanja spojnica

Uzmemo li u obzir udare uvjetovane vrstom pogona, bez utjecaja centrifugalne sile, tada iznosi sigurnost spojnica protiv loma:

sigurnost protiv loma $$S_M = \frac{F_M}{F} y \quad (257)$$

F_M u kN lomna sila lanca prema tablici 106, strana 304,
F u kN vučna sila u lancu prema jednadžbi (254),
y značajka udara prema tablici 116.

U tablici 117 dane su vrijednosti potrebne sigurnosti S_D, ali koje uzimaju u obzir i utjecaje centrifugalnih sila. Ako je $S_M \geqq S_D$ onda su zadovoljeni svi zahtjevi u pogledu izdržljivosti spojnica i nije potreban nikakav daljnji proračun. Ako je $S_M < S_D$ treba izračunati

odnos sigurnosti $$\lambda = S_M / S_D \quad (258)$$

koji daje odgovor na veličinu mogućeg vijeka trajanja L_h spojnica u satima rada. Pri besprijekornom podmazivanju može se očekivati:

Tablica 116. Značajke udara y prema DIN 8195 (prijedlog) za valjkaste lance

Opterećenje	Faktor udara c	Značajka udara y
Pogon bez udara, ravnomjerno opterećenje	1	1
Ravnomjeran pogon s laganim pojedinačnim udarima, opterećenje s laganim titrajima	1,5	0,8
Lagani udari, opterećenje sa srednje velikim titrajima	2	0,73
Srednji udari, opterećenje s velikim titrajima periodičkog opterećenja	3	0,63
Jaki udari, laki udari koji proizlaze iz preticanja	4	0,58
Jaki udari, srednji udari koji proizlaze iz preticanja	5	0,53

λ/λ_D = 0,82	0,89	0,96	1,0	1,12
L_h = 2000	5000	10000	15000	50000 h

λ_D je *faktor vijeka trajanja* prema tablici 118, zavisan od broja zubi z_1 malog lančanika i od broja članaka lanca X. Vijek trajanja $L_h = 15000$ sati u pravilu je dovoljan. Pri manjkavom podmazivanju postiže se isti vijek trajanja, ako se uzmu vrijednosti za λ_D iz tablice 118 i množe s faktorom 1,2.

Tablica 117. Potrebni faktori sigurnosti S_D prema DIN 8195 (prijedlog) za valjkaste lance

Brzina vrtnje n_1 u min^{-1} malog zupčanika	Korak lanca p u mm											
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2	88,9
1	7,61	7,64	7,69	7,75	7,87	8,04	8,19	8,37	8,70	9,24	9,93	10,71
2	8,15	8,19	8,24	8,3	8,44	8,61	8,78	8,97	9,32	9,91	10,64	11,48
3	8,49	8,53	8,58	8,65	8,78	8,97	9,14	9,34	9,71	10,32	11,08	11,96
4	8,73	8,77	8,83	8,89	9,04	9,23	9,40	9,61	9,99	10,61	11,4	12,3
5	8,93	8,97	9,03	9,1	9,25	9,44	9,62	9,83	10,22	10,86	11,66	12,58
6	9,1	9,14	9,2	9,27	9,42	9,61	9,80	10,01	10,41	11,06	11,87	12,82
8	9,36	9,4	9,47	9,54	9,69	9,89	10,09	10,3	10,71	11,38	12,22	13,19
10	9,58	9,62	9,68	9,75	9,91	10,12	10,31	10,54	10,95	11,64	12,5	13,49
20	10,26	10,31	10,37	10,45	10,62	10,84	11,05	11,29	11,74	12,47	13,39	14,46
30	10,69	10,73	10,8	10,89	11,06	11,29	11,51	11,76	12,22	12,99	13,95	15,05
40	11	11,05	11,12	11,2	11,38	11,62	11,85	12,1	12,58	13,37	14,35	15,49
50	11,25	11,3	11,37	11,46	11,64	11,88	12,11	12,38	12,86	13,67	14,68	15,84
60	11,45	11,5	11,58	11,67	11,85	12,1	12,34	12,6	13,1	13,92	14,95	16,13
80	11,79	11,84	11,92	12,01	12,2	12,46	12,70	12,97	13,48	14,33	15,38	16,6
100	12,05	12,11	12,18	12,28	12,47	12,74	12,98	13,26	13,79	14,65	15,73	16,98
200	12,92	12,97	13,06	13,16	13,37	13,65	13,92	14,22	14,78	15,7	16,86	18,2
300	13,45	13,51	13,6	13,71	13,92	14,22	14,49	14,8	15,39	16,35	17,56	18,95
400	13,84	13,9	13,99	14,1	14,32	14,62	14,91	15,23	15,83	16,82	18,06	
500	14,16	14,22	14,31	14,42	14,65	14,96	15,25	15,58	16,2	17,21		
600	14,42	14,48	14,58	14,69	14,92	15,24	15,53	15,87	16,49			
800	14,84	14,9	15	15,12	15,36	15,68	15,99	16,33	16,98			
1000	15,18	15,24	15,34	15,46	15,7	16,03	16,35	16,7				
2000	16,26	16,33	16,44	16,57	16,83							
3000	16,94	17,01	17,12	17,25								
4000	17,43	17,51	17,62	17,76								
6000	17,86	17,93										

Tablica 118. Faktori vijeka trajanja λ_D prema DIN 8195 (prijedlog) za valjkaste lance

Broj članak X	Broj zubi malog lančanika z_1									
	13	15	17	19	21	23	25	38	45	57
40	0,893	0,883	0,874	0,866	0,895	0,853				
70	0,844	0,834	0,826	0,819	0,812	0,806	0,801	0,775		
100	0,814	0,805	0,797	0,790	0,784	0,778	0,773	0,747	0,737	0,723
200	0,760	0,751	0,744	0,737	0,732	0,726	0,721	0,698	0,688	0,675

Vijek trajanja valjaka

U području viših brzina vrtnje ne određuje čvrstoća spojnica vijek trajanja lanca. Taj vijek određuje u tom slučaju vremenska izdržljivost valjaka. Ta vremenska izdržljivost zavisi od broja promjena opterećenja u toku

Tablica 119. Nazivne vrijednosti F_r u kN za vučne sile valjaka valjkastog lanca prema DIN 8195 (u prijedlogu)

z_1	Brzina vrtnje n_1 u min^{-1} malog lančanika																
	250	315	400	500	600	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
13	84	48	26	15	8,4	4,7	2,6	1,5	0,84	0,48	0,26	0,15	0,08	0,05	0,03	0,01	0,008
15	90	50	28	16	9,0	5,0	2,8	1,6	0,9	0,5	0,28	0,16	0,09	0,05	0,03	0,02	0,009
17	95	52	30	17	9,5	5,4	3,0	1,7	0,95	0,54	0,3	0,17	0,09	0,05	0,03	0,02	0,01
19	100	57	31,5	18	10	5,7	3,1	1,8	1,0	0,57	0,31	0,18	0,1	0,06	0,03	0,02	0,01
21		60	33	19	10,5	6,0	3,3	1,9	1,05	0,6	0,33	0,19	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01
23		63	36	20	11	6,3	3,6	2,0	1,1	0,63	0,36	0,2	0,11	0,06	0,04	0,02	0,01
25		66	38	20,5	11,5	6,6	3,8	2,05	1,15	0,66	0,38	0,2	0,11	0,06	0,04	0,02	0,01
27		69	39	21	12	6,9	3,9	2,1	1,2	0,69	0,39	0,21	0,12	0,07	0,04	0,02	0,01
30		73	40	22,5	12,5	7,3	4,0	2,2	1,25	0,73	0,4	0,22	0,12	0,07	0,04	0,02	0,01
38		80	45	25	14	8,0	4,5	2,5	1,4	0,8	0,45	0,25	0,14	0,08	0,05	0,025	0,015
45		88	49	28	15	8,8	4,9	2,8	1,5	0,88	0,49	0,28	0,15	0,09	0,05	0,03	0,016
50		93	52	29	17	9,3	5,2	2,9	1,7	0,93	0,52	0,29	0,17	0,09	0,05	0,03	0,016
57		100	54	30	17,5	9,8	5,4	3,0	1,75	0,98	0,54	0,3	0,17	0,1	0,055	0,03	0,017

Tablica 120. Faktor vijeka trajanja λ_r za valjke lanaca prema DIN 8195 (prijedlog)

L_h h	Broj članaka X										
	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2000	3,8	5,1	7,2	10,5	15	21	30				
5000	0,95	1,3	1,9	2,6	3,8	5,2	7,5	10,5	15,5	22	28
10000	0,32	0,48	0,66	0,95	1,3	1,9	2,6	3,8	5,2	6	11
15000	0,18	0,25	0,36	0,5	0,7	1	1,4	2	2,8	4	5,6
30000	0,063	0,09	0,125	0,18	0,25	0,36	0,5	0,7	1	1,45	2,1
50000	0,030	0,04	0,059	0,08	0,115	0,16	0,24	0,32	0,54	0,65	0,95

Tablica 121. Faktori vrste lanca t_r za valjkaste lance prema DIN 8195 (prijedlog)

Korak lanca p mm	Za lance prema DIN 8187 (JUS M.C1.820, 821 i 822)			Za lance prema DIN 8188		
	jednostruki	dvostruki	trostruki	jednostruki	dvostruki	trostruki
5	1,50					
6	1,41	2,40	3,53			
8	1,03	1,74	2,57			
9,525	1,69	2,88	4,23			
12,7	1,62	2,77	4,07	1,55	2,64	3,89
15,875	1,45	2,47	3,63	1,44	2,44	3,56
19,05	1,34	2,29	3,36	1,44	2,45	3,61
25,4	1,38	2,36	3,46	1,29	2,19	3,23
31,75	1,22	2,08	3,06	1,19	2,02	2,98
38,1	1,47	2,5	3,68	1,29	2,19	3,22
44,45	1,45	2,46	3,62	1,08	1,84	2,7
50,8	1,16	1,97	2,9	1,16	1,98	2,91
63,5	1,23	2,09	3,08	1,24	2,11	3,11
76,2	1,26	2,14	3,14	1,29	2,2	3,23
88,9	1,21	2,05	3,01			
101,6	1,08	2,90	2,70			
114,3	1,22	2,08	3,05			

očekivanog vijeka trajanja L_h. To zapravo znači da zavisi od broja obilazaka lanca za vrijeme vijeka trajanja L_h, broja zubi z_1, koraka lanca p, faktora vrste lanca t_r, i od značaljke udara y.

U tom slučaju treba izračunati dopuštenu:

vučnu silu za valjke $F_R = F_r \cdot \lambda_r \cdot t_r$ (259)

F_R u kN dopuštena vučna sila u traci lanca za valjke,

F_r u kN nazivna vrijednost vučne sile u zavisnosti od broja zubi z_1 i brzini vrtnje n_1 (prema tablici 119),

λ_r faktor vijeka trajanja za valjke prema željenom vijeku trajanja L_h (prema tablici 120),

t_r faktor vrste lanca (prema tablici 121).

Ako je $F/y \leqq F_R$ onda se pri besprijekornom podmazivanju može postići željeni vijek trajanja. Uz manjkavo podmazivanje samo onda ako je $F/y \leqq 0{,}4\, F_R$. Ovdje označava F vučnu silu lanca prema jednadžbi (254), a y značajku udara prema tablici 116, strana 318.

Vijek trajanja zglobova

Potrebno je u proračunu uzeti u obzir još i trošenje (habanje) u zglobovima lanca. To trošenje zavisno je od okretnog gibanja u zglobovima (put trenja), od brzine lanca i od:

Tablica 122. Faktori brzine koraka t_v za zglobove lanca prema DIN 8195 (prijedlog)

Brzina lanca v m/s	Korak lanca p u mm											
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2	88,9
0,1	21,2	20,4	18,9	17,9	16,6	15,6	14,8	14,2	13,7	12,9	12	11,2
0,2	16,8	16,2	15,0	14,2	13,2	12,4	11,7	11,3	10,9	10,2	9,5	8,8
0,3	14,7	14,2	13,1	12,4	11,5	10,8	10,2	9,8	9,5	8,9	8,3	7,7
0,4	13,3	12,9	11,9	11,3	10,5	9,8	9,3	9	8,6	8,1	7,6	7,1
0,6	11,6	11,2	10,4	9,9	9,1	8,6	8,1	7,8	7,5	7,1	6,62	6,15
0,8	10,5	10,2	9,4	9	8,3	7,8	7,4	7,1	6,85	6,42	6,01	5,58
1	9,8	9,5	8,8	8,3	7,7	7,3	6,86	6,58	6,36	5,97	5,58	5,19
2	7.8	7,5	6,95	6,6	6,11	5,76	5,45	5,23	5,05	4,74	4,43	4,12
3	6,83	6,58	6,11	5,89	5.35	5.01	4,76	4.57	4,41	4,15	3,89	3,61
4	6,22	6	5,54	5,26	4,87	4,59	4,34	4,17	4,03	3,78	3,53	3,28
5	5,75	5,57	5,16	4,91	4,54	4,26	4,03	3.87	3,74	3.52	3,28	3,06
6	5,43	5,24	4,85	4,51	4,28	4,02	3,79	3.65	3,53	3,32	3,1	2,87
7	5,18	5,01	4,62	4,39	4,06	3,83	3,62	3,47	3,36	3,15	2,94	2,74
8	4,94	4,76	4,4	4,17	3,88	3,64	3.45	3.32	3,21	2,99	2,81	2,71
9	4,74	4,57	4,22	4,01	3,73	3,5	3,31	3,19	3,08	2,87	2,69	2,5
10	4,56	4,4	4,07	3,86	3,57	3,37	3,19	3,06	2,95	2,77	2,59	2,41
12	4,28	4,14	3,81	3,62	3,37	3,18	3	2,88	2,78	2,6	2,42	2,25
14	4.06	3,93	3,62	3,44	3,2	3,02	2.85	2,74	2,64	2,47	2,3	2,13
16	3,9	3,76	3,48	3,3	3,06	2,88	2,72	2,61	2.52	2,37	2,21	
20	2,62	3,49	3,23	3,06	2,84	2,67	2,53	2,43	2,33	2,2		
25	3,36	3,24	2,99	2,83	2,63	2,48	2,36	2,26				
30	3,16	3,05	2,82	2,68	2,48	2,34	2,24					
35	3,01	2,9	2,67	2,53	2,36	2,22						
40	2,88	2,77	2,56	2,42	2,25							

površinskog tlaka u zglobovima

$$p_v = \frac{F_G}{A \cdot y} \tag{260}$$

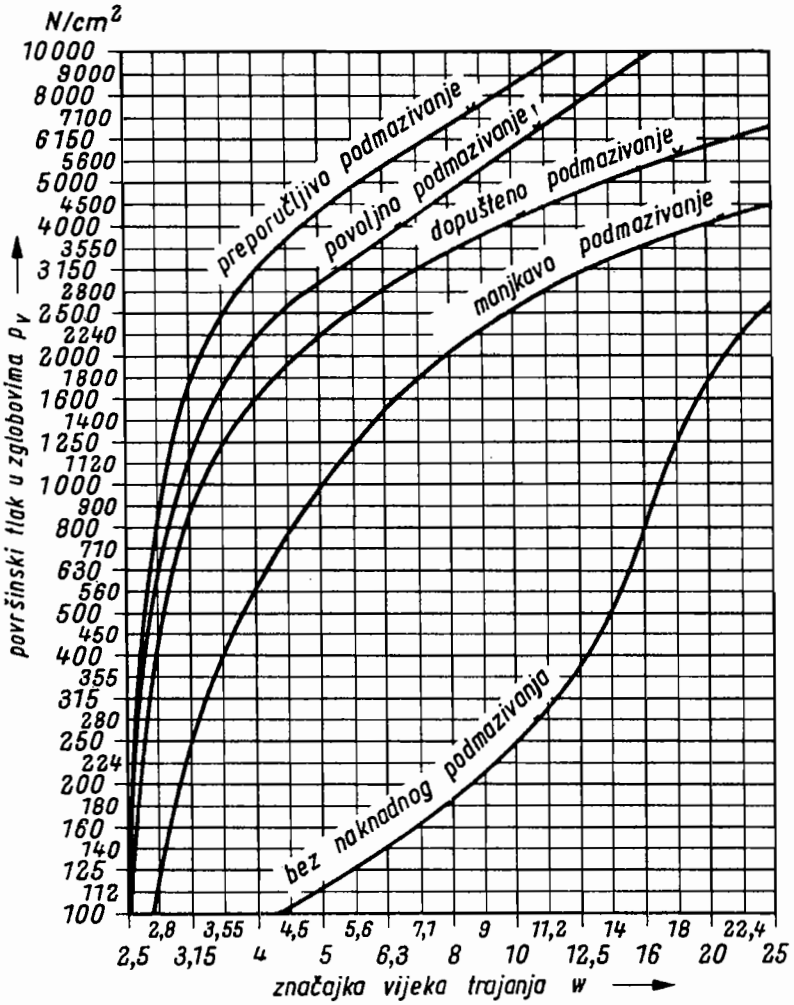
p_v u N/cm²	postojeći površinski tlak u zglobovima,
F_G u N	ukupna vučna sila prema jednadžbi (256),
A u cm²	površina zglobova prema tablici 106,
y	značajka udara prema tablici 116, strana 318.

S izračunatim površinskim tlakom p_v očitava se sa slike 337 značajka vijeka trajanja w u zavisnosti od načina podmazivanja. Očitanu vrijednost w uspoređuje se sa:

značajkom zgloba

$$w_D = t_v \cdot \lambda_v \tag{261}$$

w_D	značajka zgloba za vijek trajanja $L_h = 15000$ h,
t_v	faktor brzine koraka lanca prema tablici 122,
λ_v	faktor puta trenja prema tablici 123.



Slika 337. Značajka vijeka trajanja w u zavisnosti od površinskog tlaka u zglobu p_v i od načina podmazivanja prema DIN 8195 za valjkaste lance

Očekivana vrijednost vijeka trajanja L_h za zglobove dobiva se pri odnosu značajki:

$w/w_D = 0{,}67$	0,8	1,0	1,15	1,44	2,01
$L_h = 50000$	30000	15000	10000	5000	2000 h

Najpovoljnije je ako se poklapaju vrijednosti vijeka trajanja L_h spojnica, valjaka i zglobova. To će se praktički vrlo rijetko moći ostvariti. Ni u kom slučaju ne smije ni jedan od triju vjekova trajanja ležati ispod željenog za lanac.

Zupčasti lanci

Za zupčaste lance ne postoji standard prema kojem se proračunava. Zupčasti lanci proračunavaju se kontrolom statičke i dinamičke sigurnosti:

$$\textit{statička sigurnost} \qquad S_{stat} = \frac{F_M}{F_G} \geqq 7 \tag{262}$$

$$\textit{dinamička sigurnost} \qquad S_{din} = \frac{F_M}{F_G \cdot c} \geqq 5 \tag{263}$$

F_M u kN lomna sila lanca, tablica 107, strana 305,
F_G u kN ukupna vučna sila prema jednadžbi (256), pri čemu se potrebne veličine uzimaju iz tablice 107,
c faktor udara prema tablici 112, strana 314.

Jednadžbe (249) i (251) do (256) vrijede i za zupčaste lance. Vijek trajanja članaka može se proračunati na isti način kao i za valjkaste lance, jer u trošenju ne bi trebala da postoji nikakva razlika. Preporučljivo je posavjetovati se s proizvođačima lanaca.

Kao silu koja opterećuje vratilo (vidi sl. 304, str. 280) može se uzeti za sve vrste lanaca da je $F_A \approx 1{,}5\ F$, ako F znači vučnu silu prema jednadžbi (254).

Tablica 123. Faktor puta trenja λ_v za zglobove lanca prema DIN 8195 (prijedlog)

Broj članaka X	Prijenosni omjer i	Broj zubi malog lančanika z_1									
		13	15	17	19	21	23	25	38	45	57
40	1	0,57	0,64	0,69	0,74	0,76	0,79				
	2	0,63	0,7								
70	1	0,69	0,77	0,83	0,98	0,92	0,95	0 97	1,12		
	2	0,76	0,85	0,91	0,98	1,01	1,04				
	3	0,79	0,88	0,95	1,01						
100	1	0,76	0,87	0,93	1	1,03	1,07	1,1	1,26	1,33	1,44
	2	0,85	0,96	1,03	1,1	1,14	1,17	1,21	1,39		
	3	0,88	0,99	1,07	1,14	1,18	1,22	1,25			
	5	0,91	1,02	1,09	1,17						
200	1	0,97	1,09	1,17	1,26	1,3	1,34	1,38	1,58	1,67	1,81
	2	1,07	1,2	1,29	1,38	1,43	1,47	1,51	1,74	1,84	1,99
	3	1,11	1,25	1,34	1,43	1,48	1,52	1,57	1,81		
	5	1,14	1,28	1,37	1,47	1,52	1,57	1,61			
	7	1,17	1,31	1,41							

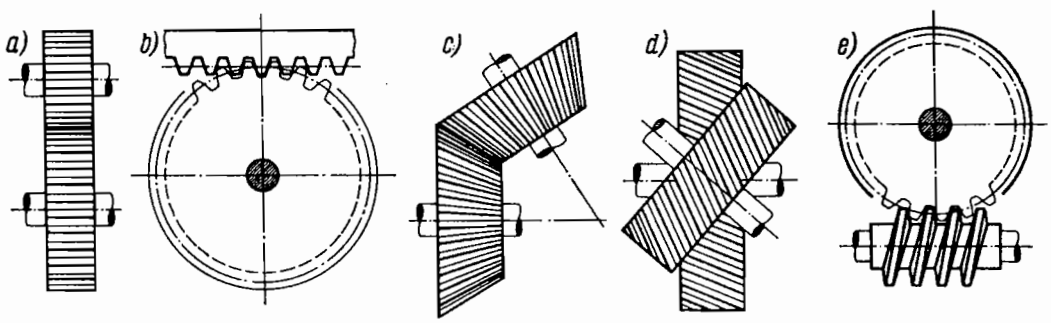
9. ZUPČANI PRIJENOSNICI

9.1. Osnove

9.1.1. Vrste i oblici

Zupčanici prenose okretno gibanje s jednog vratila na drugo pomoću tzv. veze oblikom, koju u ovom slučaju čini zahvat zubi. Zupčanim prijenosnicima nije prema tome potreban poseban prijenosni element kao kod remenskih (remen) i lančanih prijenosnika (lanac). Ako se u sprezi nalaze dva ili više zupčanika, govori se o prijenosniku. Razlikuju se *prijenosnici sa stalnim prijenosnim omjerom* (npr. između pogonskog i radnog stroja), *menjači brzina*, kod kojih se dovođenjem u zahvat različitih zupčanika prijenosni omjer može mijenjati (npr. alatni strojevi i motorna vozila), *razdjelni prijenosnici* za istodobni pogon više vratila (npr. viševretenske bušaće glave). Prema međusobnom položaju osi vratila mogu zupčanici imati slijedeće *oblike*:

1. *Čelnici*, kod paralelnih vratila (sl. 338a),
2. *Ozubnice*, kao beskonačno veliki čelnici za promjenu okretnog gibanja u pravocrtno (sl. 338b),
3. *Stožnici*, kod vratila koja se sijeku (sl. 338c),
4. *Vijčani zupčanici*, kod mimosmjernih vratila (sl. 338d),
5. *Puževi i pužna kola* kod mimosmjernih vratila (najčešće pod pravim kutom) (sl. 338e).



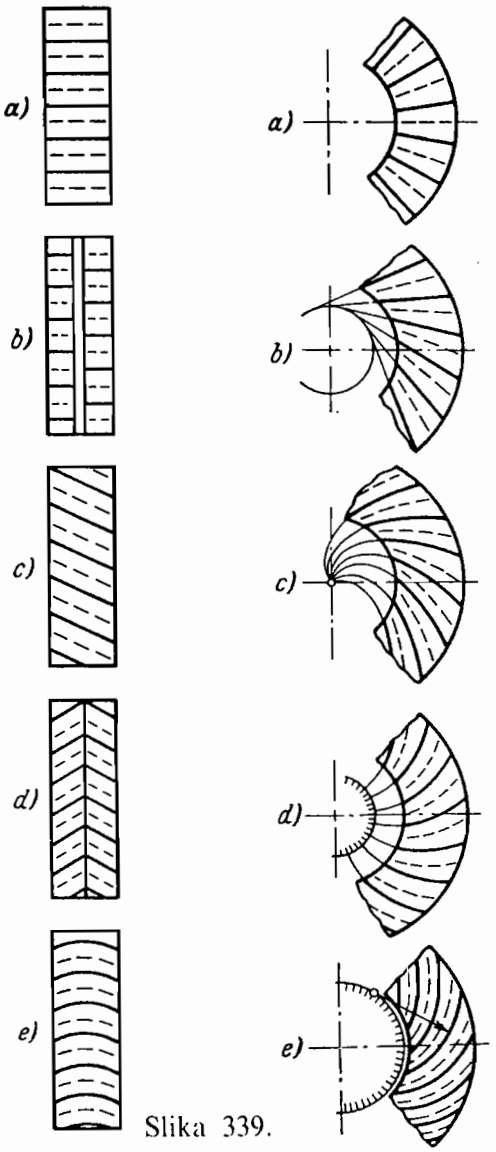
Slika 338. Osnovni oblici zupčanika
a) čelnici; *b*) ozubnica; *c*) stožnici; *d*) vijčanici; *e*) puž i pužno kolo

Prema toku uzdužnih linija bokova razlikuju se po DIN 968 (JUS M.C1.012 i 013):

1. *Čelnici s ravnim, stepenastim, kosim, strelastim i lučnim zubima* (sl. 339),
2. *Stožnici s ravnim, kosim, zakrivljenim evolventnim i zakrivljenim lučnim zubima* (sl. 340).

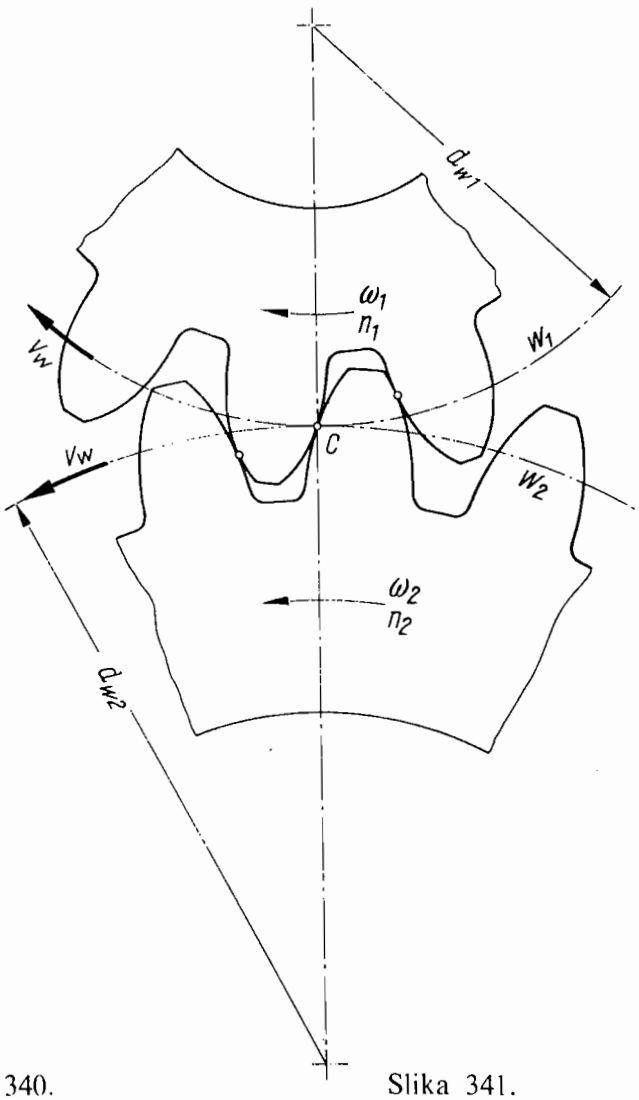
9.1.2. Zakon ozubljenja

Prijenosni omjer je odnos brzine vrtnje n_1 ili kutne brzine ω_1 malog zupčanika prema brzini vrtnje n_2 ili kutnoj brzini ω_2 velikog zupčanika:



Slika 339.

Slika 340.



Slika 341.

Slika 339. Oblici bokova na čelnicima (prikazani na razvinutom cilindričnom plaštu) *a*) ravni zubi; *b*) pomaknuti zubi; *c*) kosi zubi; *d*) strelasti zubi; *e*) lučni zubi

Slika 340. Oblici bokova na stožnicima (prikazani na razvinutom plaštu stošca) *a*) ravni zubi; *b*) kosi zubi; *c*) spiralni zubi; *d*) evolventni zubi; *e*) lučni zubi

Slika 341. Kinematske kružnice i njihove obodne brzine. Trenutna točka dodira bokova

Prijenosni omjer

$$i = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 \tag{264}$$

Prema najnovijim ISO i DIN propisima treba prijenosnom omjeru i dodati negativni predznak ako je smjer vrtnje jednog zupčanika suprotan smjeru vrtnje drugog (lijevo i desno). U ovoj knjizi prijenosni omjer i imat će uvijek pozitivan predznak.

Omjer broja zubi (kinematski omjer) $u = z_2/z_1$ (265)

z_1 broj zubi malog zupčanika,
z_2 broj zubi velikog zupčanika.

Da bi prijenosni omjer ostao u svakoj fazi okretnog gibanja konstantan, potrebno je da bokovi zuba imaju određeni oblik. Bokovi zuba u zahvatu moraju, naime, za cijelo vrijeme trajanja zahvata da budu u međusobnu dodiru i da valjajući se jedan po drugom ostvaruju gibanje. Budući da su bokovi zakrivljeni, oni se, promatrano u ravnini crtanja, dodiruju u pojedinim točkama (sl. 341). Prema zakonima kinematike *dva tijela, koja se kreću različitim brzinama, ostaju u dodiru samo onda kada njihove komponente brzina okomite na tangente trenutnih točaka dodira (tzv. normalne komponente) imaju isti smjer i ako su međusobno jednake.* To znači da se vektori normalnih komponenata brzina u svakoj fazi gibanja moraju međusobno poklapati.

Zupčanike predstavljamo sebi najprije kao glatke cilindre, kao cilindrične tarenice tarnog prijenosnika, kod kojeg pogonski cilindar trenjem bez klizanja prenosi gibanje na gonjeni cilindar (gonjenu tarenicu). Cilindri se valjaju međusobno jedan po drugom bez klizanja i puzanja. Na ovim cilindrima, *kinematskim cilindrima* kako ih nazivamo, zamišljamo da su sada naneseni zubi (sl. 341). Općenito površine koje se kod tarnih prijenosnika međusobno valjaju nazivamo *površinama valjanja*, a kod zupčanika bile bi to *kinematske kružnice* w_1 i w_2.

Dvije kinematske kružnice dodiruju se međusobno u *kinematskom polu* C, koji leži na spojnici centara spregnutih zupčanika. Budući da se kinematske kružnice međusobno valjaju bez puzanja, imaju jednake

obodne brzine $v_w = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1 = d_{w2} \cdot \pi \cdot n_2$ (266)

v_w u m/s obodna brzina kinematskih kružnica
d_{w1}, d_{w2} u m promjeri kinematskih kružnica
n_1, n_2 u s^{-1} brzine vrtnje zupčanika.

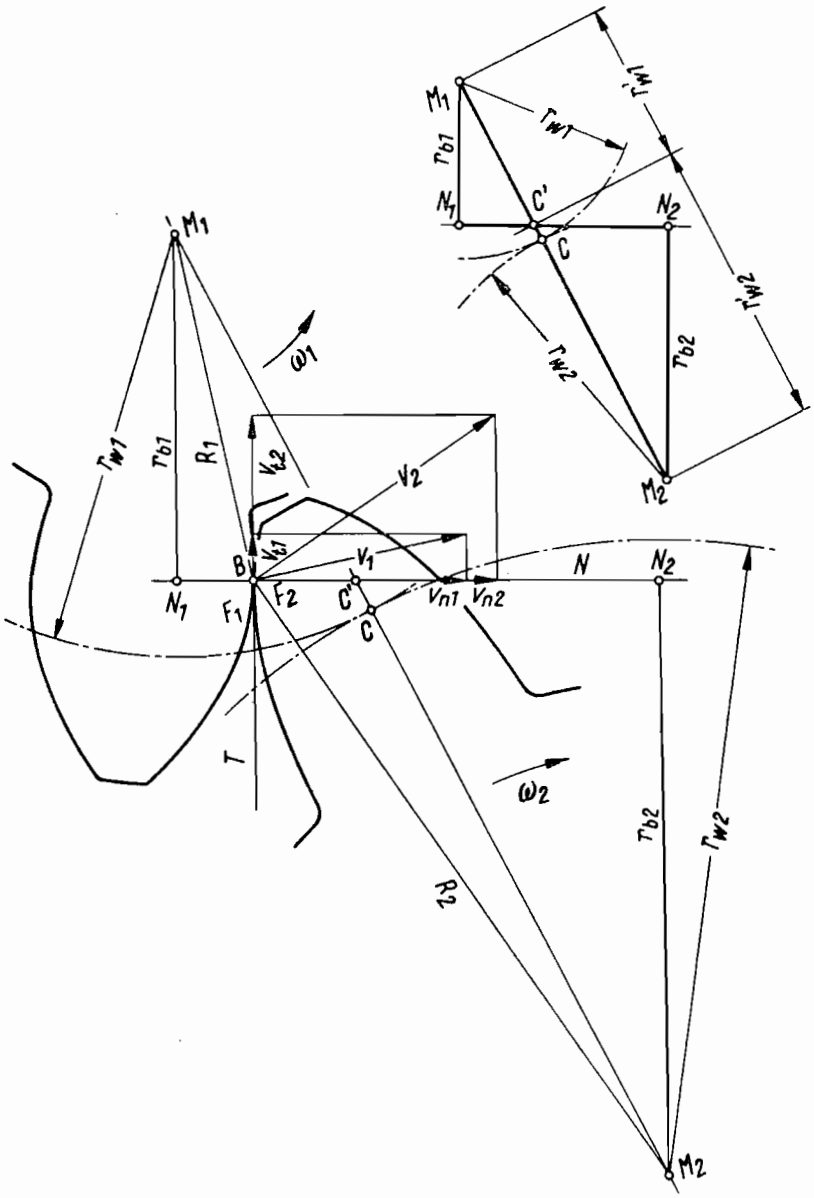
Iz gornjeg proizlazi

prijenosni omjer $i = n_1/n_2 = d_{w2}d_{w1} = r_{w2}/r_{w1}$ (267)

r_{w1}, r_{w2} radijusi kinematskih kružnica.

Na sl. 342 prikazani su namjerno nepravilno oblikovani zubi zupčanog para. Bokovi tih zupčanika dodiruju se trenutno u točki B (točka F_1 na boku 1 dodiruje se s točkom F_2 na boku 2 u točki B). Zupčanik 1 okreće se kutnom brzinom ω_1, zupčanik 2 kutnom brzinom ω_2. Točka F_1 kreće se obodnom brzinom $v_1 = \omega_1 \cdot R_1$, točka F_2 obodnom brzinom $v_2 = \omega_2 \cdot R_2$. Oba vektora brzina okomita su na radijus-vektora R_1 i R_2. Zbog kontrole uvjeta dodira povući će se kroz dodirnu točku B tangenta T koja tangira oba boka, a na nju okomica N. Obodne brzine v_1 i v_2 rastavljaju se na komponente, u smjeru zajedničke tangente (T) v_{t1} i v_{t2} i u smjeru zajedničke okomice na tangentu (N) v_{n1} i v_{n2}. Budući da je, prema slici, $v_{n1} < v_{n2}$ nije ispunjen uvjet da bude $v_{n1} = v_{n2}$! Bokovi su prema tome pogrešno oblikovani.

Komponente brzina u smjeru okomice na tangentu (N) v_{n1} i v_{n2} možemo promatrati kao obodne brzine na radijusima r_{b1} i r_{b2}. Prema tome je $v_{n1} = r_{b1} \cdot \omega_1$ i $v_{n2} = r_{b2} \cdot \omega_2$. Budući da mora biti $v_{n1} = v_{n2}$, moralo bi biti $r_{b1} \cdot \omega_1 = r_{b2} \cdot \omega_2$. Sa $i = \omega_1/\omega_2$ proizlazi da je i $i = r_{b2}/r_{b1} = r'_{w2}/r'_{w1}$. Osim toga je $i = r_{w2}/r_{w1}$, prema tome mora biti i $r'_{w2}/r'_{w1} = r_{w2}/r_{w1}$. Iz toga proizlazi da prijenosni omjer i može biti konstantan samo onda ako se točka C′ poklapa



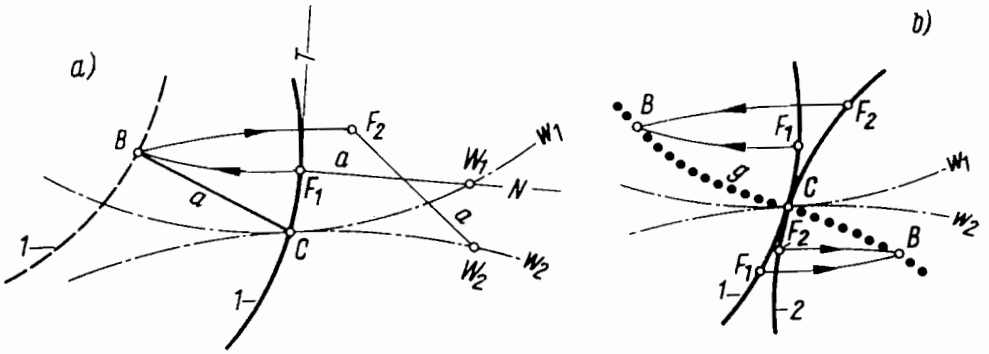
Slika 342. Odnosi brzina pri dodiru dvaju namjerno pogrešno oblikovanih bokova zupčanog para

s kinematskim polom C, odnosno kada je $r'_{w1} = r_{w1}$ i $r'_{w2} = r_{w2}$. Samo u tom slučaju može biti $v_{n1} = v_{n2}$. Ovaj kinematski preduvjet donosi zakon ozubljenja koji glasi:

Okomica na tangentu trenutne točke dodira dvaju bokova mora prolaziti kroz kinematski pol C.

9.1.3. Dodirnica bokova, zahvatna linija (dodirnica profila)

Zakon ozubljenja zahtijeva da se odrede kinematski ispravno oblikovani bokovi. Sl. 343a pokazuje proizvoljno oblikovan bok 1 zupčanika 1. Na njemu je uzeta proizvoljna točka F_1 i kroz nju povučena tangenta T i okomica na tangentu (normala) N. Normala N siječe kinematsku kružnicu w_1 u točki W_1. Ako zamislimo da se zupčanik 1 okreće udesno, onda se kreće i bok 1 s točkom F_1 u smjeru strelice udesno prema točki B, a točka W_1 prema točki C. Budući da okomica na tangentu u trenutnoj točki dodira točaka W_1 i C mora prolaziti kinematskim polom C, točka B je obavezno točka dodira s odgovarajućim bokom zupčanika 2. To znači da je točka B zajednička točka za oba boka!



Slika 343. Pronalaženje suprotnog boka ako je oblik jednog boka zadan

Ako sada zamislimo da smo oba zupčanika okrenuli za istu vrijednost natrag, pomiče se točka iz kinematskog pola C zupčanika 1 prema W_1, a zupčanika 2 prema W_2. Lukovi CW_1 i CW_2 moraju zbog međusobnog valjanja kinematskih kružnica w_1 i w_2 biti jednako dugi. Tražena točka F_2 suprotnog boka mora od točke W_2 biti udaljena za *a*, kao što su i međusobne udaljenosti točaka B od C i F_1 od W_1, jer se sve tri spomenute duljine *a* moraju poklopiti kada točke F_1 i F_2 dospiju u točku B.

Provedemo li ovakvu konstrukciju za više točaka zadanog boka F_1 dobit ćemo veći broj točaka F_2. Spojimo li tako dobivene točke, dobivamo traženi suprotni bok 2, koji u svakoj fazi dodira sa zadanim bokom F_1 ispunjava zakon ozubljenja (sl. 343b).

Ako spojimo sve dodirne točke B, u kojima se dodiruju bokovi, dobivamo *zahvatnu liniju* (dodirnicu profila) g. Prostorno gledano, dobivamo *površinu zahvata. Zahvatna linija je apsolutna putanja dodirne točke.*

S druge strane dodirna točka putuje i uzduž boka. Na taj način *bokovi predstavljaju relativnu putanju dodirne točke.*

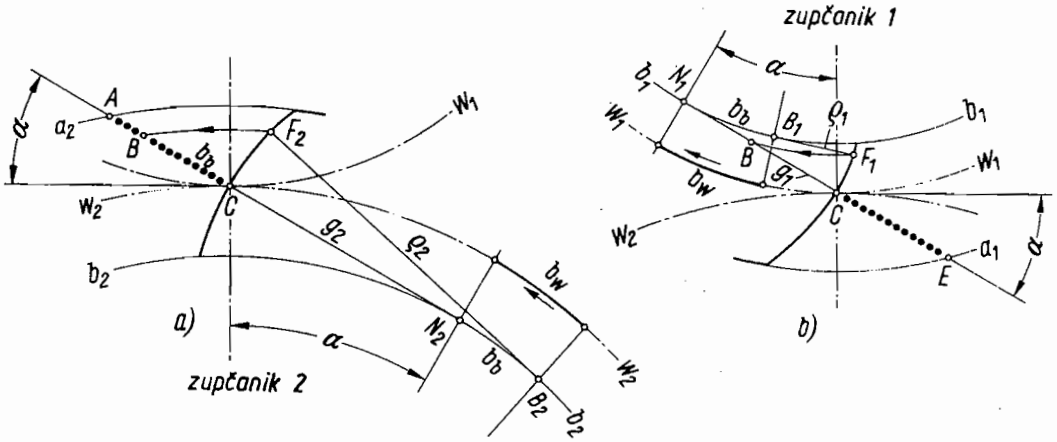
9.1.4. Evolventno ozubljenje

Iz 9.1.3. proizlazi da jednom zadanom boku pripada posve određen suprotan bok i određena zahvatna linija. Obrnuto, zadanoj zahvatnoj liniji pripada određen par bokova. Zbog unifikacije, a i zbog izrade, pokazalo se korisnim da se zahvatnoj liniji dade određen oblik.

Ako se zahvatna linija g sastoji od dva kružna luka dobivamo *cikloidno ozubljenje*, čiji su bokovi cikloidno zakrivljeni. Radi teškoća u izradi, a i

nekih drugih nedostataka, ovo ozubljenje nema značaja u strojogradnji, pa je to razlog da o njemu neće biti ovdje govora.

Ako je *zahvatna linija pravac* dobivamo *evolventno ozubljenje*. Kut koji zahvatna linija zatvara s tangentom u kinematskoj točki C nazivamo *kutom zahvatne linije* (kut dodirnice profila) α. Radi toga što je zahvatna linija pravac ona je ujedno i okomica na tangente svake trenutne točke dodira. Zahvatna linija tangira *temeljne kružnice* b_1 i b_2 u točkama N_1 i N_2 (sl. 344a i b). Ako se prema slici 344a zahvatna linija g_2 valja po temeljnoj kružnici b_2, tada točka na zahvatnoj liniji, koja se poklapa sa kinematskim polom C, opisuje *evolventu*. Tako dobivena evolventa je bok zupčanika 2 i to njegov tjemeni i podnožni dio, ako je valjanje zahvatne linije po temeljnoj kružnici



Slika 344. Evolventno ozubljenje: *a*) nastajanje boka na zupčaniku 2; *b*) nastajanje boka na zupčaniku 1

bilo ograničeno prema gore tjemenom kružnicom a_2, a prema dolje temeljnom kružnicom b_2. Na sl. 344a pokazana je točka F_2 dobivena valjanjem zahvatne linije na temeljnoj kružnici na dijelu luka $N_2B_2 = b_b$. Time je dio pravca $CN_2 = g_2$ postao dulji za dužinu b_b. U tom slučaju okreće se generatrisa (roditeljica) $F_2B_2 = \rho_2 = g_2 + b_b$ momentalno oko točke B_2, tako da je ona ujedno normala u točki F_2 (okomica na tangentu u točki F_2).

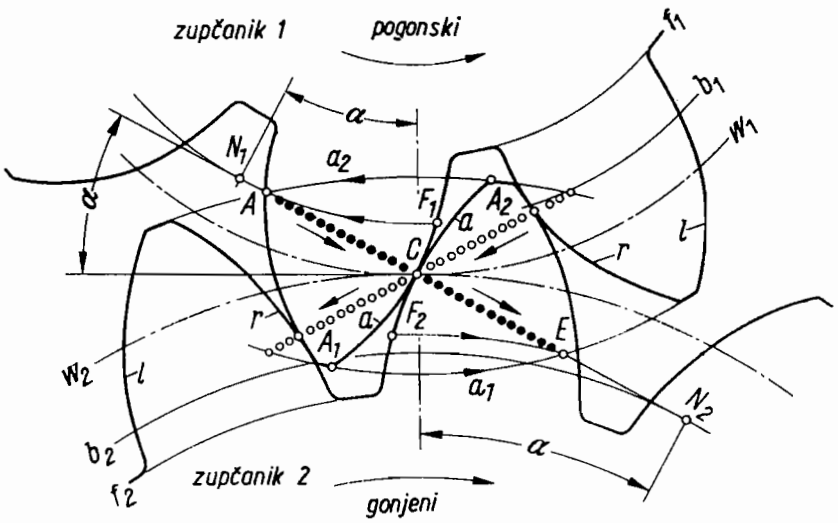
Zamislimo da se zupčanik 2 okreće ulijevo, kako to pokazuje strelica, sve dotle dok se ne poklope točke B_2 i N_2; tada će se ρ_2 poklopiti sa zahvatnom linijom. Točka F_2 pomakla se prema točki B. Iz toga proizlazi da je put $BC = b_b$. U točki B mora, prema tome, F_2 doći u dodir s odgovarajućom točkom suprotna boka.

Bok zupčanika 1 nastaje istim postupkom valjanja zahvatne linije po temeljnoj kružnici b_1 (sl. 344b). Na slici pokazana točka F_1 dobivena je valjanjem zahvatne linije po dijelu luka $N_1B_1 = b_b$. Na taj je način pravac $N_1C = g_1$ kraći za dužinu b_b, tako da je generatrisa $B_1F_1 = \rho_1 = g_1 - b_b$. Zamislimo sada da se zupčanik 1 okreće udesno, kako to pokazuje strelica, sve dok se ne poklope točke B_1 i N_1; ležat će ρ_1 na zahvatnoj liniji, a točka F_1 pomaknut će se prema točki B. Budući da su temeljne kružnice proporcionalne kinematskim, zakrenule su se obje kinematske kružnice pri okretanju za jednake duljine lukova b_b (sl. 344a i b). Na taj se način točke F_1 i F_2 moraju dodirnuti u točki B, što je dokaz ispravnosti konstrukcije.

Sl. 345 prikazuje evolventni zupčani par. Od temeljnih kružnica b do podnožnih kružnica f bokovi se mogu proizvoljno oblikovati, jer ti dijelovi boka ne ulaze u zahvat. Međutim, ti dijelovi boka ne smiju otežavati zahvat. U periodu zahvata od točke A do C u dodiru je tjemeni dio boka A_2C zupčanika 2 sa podnožnim dijelom boka F_1C zupčanika 1. U periodu zahvata od točke C do E u dodiru je tjemeni dio boka CA_1 zupčanika 1 s podnožnim dijelom boka CF_2 zupčanika 2. Pri obrtnom smjeru gibanja put zahvata (dodirnica profila) je zrcalna slika puta zahvata AE.

Radijusi zakrivljenja obaju bokova ρ_1 i ρ_2 *različiti su* u pojedinim točkama dodira, osim u jednoj točki.

Na zupčaniku 1 označeni su sa r *desni bokovi*, a sa l *lijevi bokovi*. Za dani smjer vrtnje su desni bokovi zupčanika 1 *radni bokovi* koji uvjetuju prijenos sila.

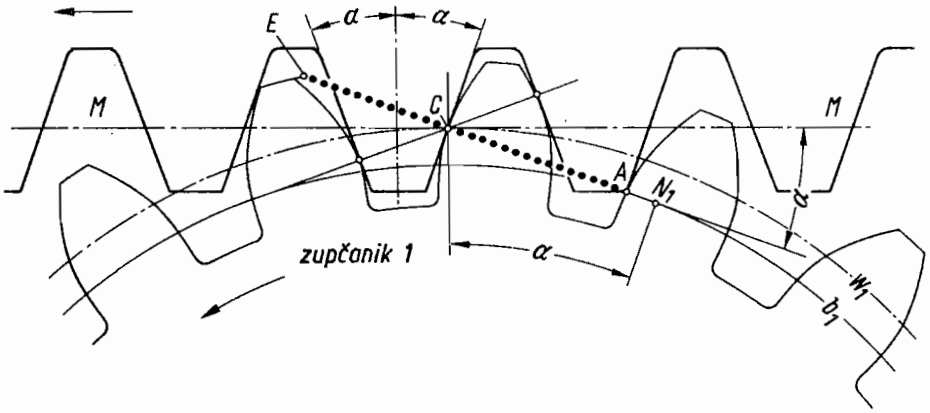


Slika 345. Evolventno ozubljenje u zahvatu
a radni bok; *r* desni bok; *l* lijevi bok; *w* kinematske kružnice; *b* temeljne kružnice; *f* podnožne kružnice: *a* tjemene kružnice

9.1.5. Ozubljenje s ravnim bokovima i unutarnje ozubljenje

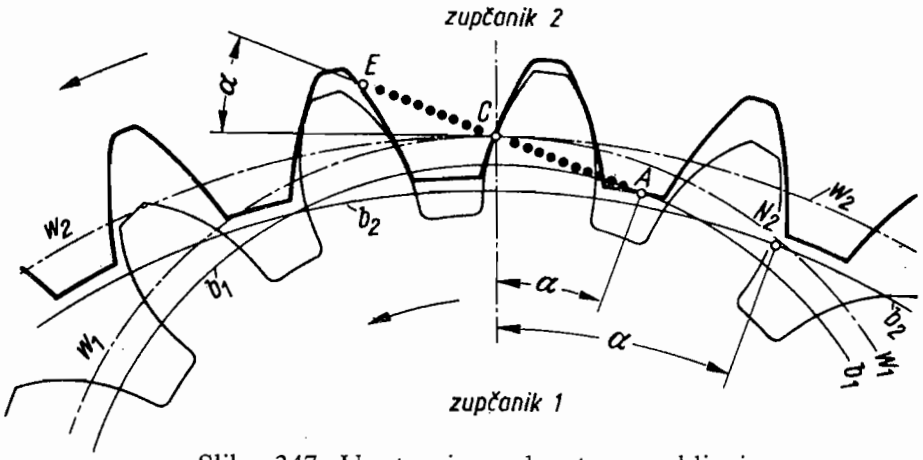
Ozubnica (zupčana letva) je vijenac čelnika s beskonačno velikom kinematskom kružnicom. Kinematska kružnica je prema tome pravac; prostorno gledano to je zapravo *kinematska ploha*. Prema DIN 868 (JUS M.C1.011) takva se ozubljenja nazivaju ozubljenja s *ravnim bokovima* (plosnato ozubljenje). Kod evolventnog ozubljenja postaje u tom slučaju i temeljna kružnica beskonačno velika, a isto tako i radijusi zakrivljenja bokova, pa i oni postaju pravci (sl. 346). To je posebna prednost, jer se s jednostavnim alatima s ravnim bokovima može ozubiti svaki zupčanik s vanjskim ozubljenjem. Zbog toga upotrebljava se *profil ozubnice* kao *standardni profil* (DIN 878, JUS M.C1.016) za sve zupčanike. Zupčanici s vanjskim ozubljenjem moraju se sprezati sa standardnim profilom. *Kut zahvatne linije* (kut dodirnice profila) standardiziran je sa $\alpha = 20°$. Kinematska linija standardnog profila naziva se *srednja linija profila* MM.

Ozubnicu treba shvatiti kao zupčanik s beskonačno mnogo zuba, premda se sama ozubnica izrađuje samo s ograničenim brojem zuba. Prijenosni omjer prijenosnika s ozubnicom prema jednadžbi (265) na str. 326 iznosi $u = \infty$.



Slika 346. Zupčani par s ravnim i evolventnim bokovima (ozubnica kao standardan profil)

S povećanjem kinematske kružnice može se ići i dalje u negativno područje, pa zupčanik s vanjskim ozubljenjem prelazi preko ozubnice na *zupčanik s unutarnjim ozubljenjem.* (sl. 347). Time bokovi dobivaju oblik uzubine vanjskog ozubljenja, a uzubine oblik zuba vanjskog ozubljenja.



Slika 347. Unutarnje evolventno ozubljenje

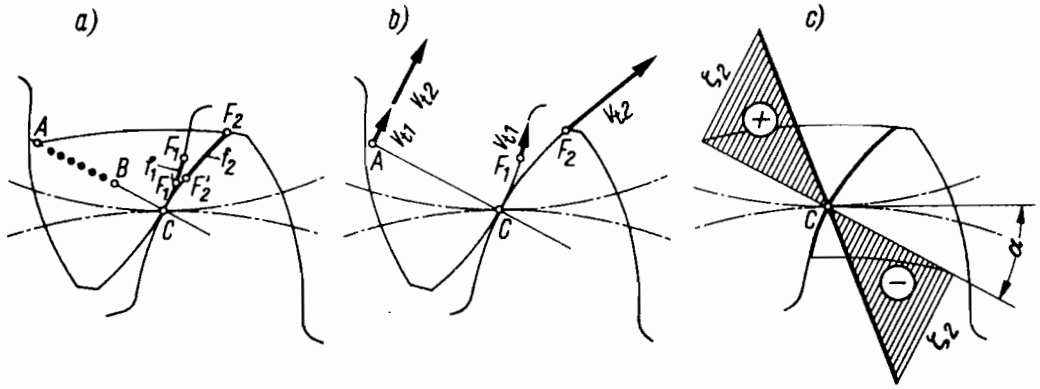
Zbog negativnog zakrivljenja u odnosu na vanjsko ozubljenje, broj zuba unutarnjeg ozubljenja dobiva negativan predznak. Tako prema jednadžbi (265) na str. 326 prijenosnik s unutarnjim ozubljenjem ima negativan prijenosni omjer broja zubi u. Na primjer, za $z_1 = 20$, $z_2 = -60$ biva $u = z_2/z_1 = -3$.

9.1.6. Valjanje i klizanje bokova

Prilikom zahvata zubi ne dolazi samo do međusobnog valjanja bokova nego i do međusobnog klizanja bokova (sl. 348a). Točke bokova F_1 i F_2 doći će u međusoban dodir u točki A, a točke F_1' i F_2' u točki B. Iz toga proizlazi da će za to vrijeme dio boka f_1 biti u dodiru s dijelom boka f_2. Budući da su oba ova dijela različito duga, razlika duljina je put klizanja. Kraći dio boka

bit će jače istrošen. *Specifično klizanje* ζ označava razliku brzina klizanja v_t (tangencijalnih komponenata brzina) pojedinih točaka dodira bokova, u odnosu na tangencijalnu komponentu brzine odgovarajuće točke promatranog zupčanika (sl. 348b)

$$\zeta_1 = \frac{v_{t1} - v_{t2}}{v_{t1}} \qquad \zeta_2 = \frac{v_{t2} - v_{t1}}{v_{t2}}$$

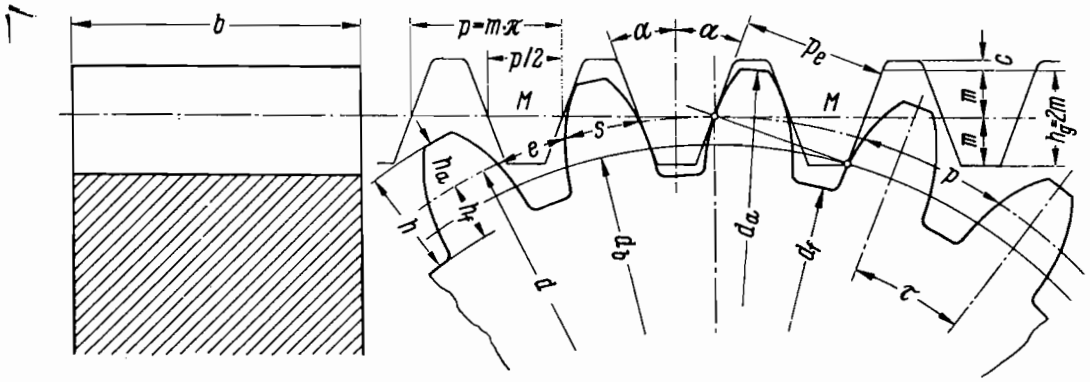


Slika 348. Valjanje i klizanje bokova
a) dijelovi bokova f_1 i f_2 koji se međusobno dodiruju za vrijeme zahvata od A do B;
b) tok tangencijalnih komponenata brzina v_{t1} i v_{t2} za vrijeme dodira od F_1 i F_2 u A;
c) tok specifičnog klizanja radnog boka 2

Na slici 348c prikazan je tok specifičnog klizanja boka 2. Negativno specifično klizanje podnožnog dijela boka je nepovoljno. Stvarno se podnožni dijelovi bokova najviše i troše. Zbog jednakih komponenata tangencijalnih brzina na diobenoj kružnici, klizanje je tamo jednako nuli, pa teoretski ne bi smjelo biti ni trošenja. Veliki kutovi zahvatnih linija i male visine zuba smanjuju trošenje.

9.1.7. Nulti čelnici i nulti prijenosnici (s ravnim zubima), zračnost između zuba

Razmak od zuba do zuba mjeri se na *diobenoj kružnici* promjera *d* (sl. 349). Kinematske kružnice identične su s diobenim kružnicama. Govoreći o NULTIM zupčanicima želi se zapravo naglasiti da je razlika između diobenih i kinematskih kružnica jednaka nuli! Ova konstatacija odnosi se na izradu ozubljenja. Pokazat ćemo da i kod NULTIH zupčanika ne mora pri sparivanju



Slika 349. Karakteristične veličine čelnika s ravnim zubima

Tablica 124. Standardni moduli u mm prema DIN 780

Red 1	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Red 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Tablica 124a. Standardni moduli u mm prema JUS M.C1.015

Standardni modul u mm								
I	II	III	I	II	III	I	II	III
1				3,5		12		
	1,125		4		3,75		14	
1,25				4,5		16	16	
	1,375		5				18	
1,5				5,5		20		
	1,75		6		6,5		22	
2				7		25		
	2,25		8				28	
2,5				9		32		
	2,75		10				36	
3		3,25		11		40		

s nekim drugim zupčanikom doći bezuvjetno do poklapanja diobenih i kinematskih kružnica. Prema DIN 870 (JUS M.C1.012) definiran je pomoću osnovnog (standardnog) profila (vidi i sl. 346) pojam NULTIH zupčanika na slijedeći način: *NULTI zupčanici su oni kod kojih srednja linija osnovnog* (standardnog) *profila tangira diobene kružnice* (u kinematskom polu C). *Prijenosnik s NULTIM zupčanicima naziva se NULTI prijenosnik.*

Pod *korakom p* podrazumijevamo razmak od zuba do zuba mjeren na diobenoj kružnici (sl. 349). Opseg diobene kružnice mora biti jednak umnošku $z \cdot p$, ako z označava broj zuba. Opseg diobene kružnice jednak je također umnošku $d \cdot \pi$. Prema tome $z \cdot p = d \cdot \pi$, a $p/\pi = d/z$. Ovaj odnos p/π nazivamo *modul m*. Modul je prema tome poredbeni pokazatelj

$$\textit{modul} \quad m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \tag{268}$$

Kao dio diobenog promjera modul se može shvatiti i kao *korak promjera*. Moduli su standardizirani (tablica 124). Da bi broj alata za izradu i mjerenje bio ograničen na minimum, redu 1 treba dati prednost pred redom 2.

Iz prednjeg slijedi:

$$\textit{korak} \quad p = m \cdot \pi \tag{269}$$

promjer diobene kružnice $d = z \cdot m$ (270)

p u mm korak,
m u mm modul (tablica 124 i 124a),
d u mm promjer diobene kružnice,
z broj zuba.

Na sl. 349 prema DIN 3999 i prema ISO/R 701 (oznake za ozubljenja) kod *NULTIH zupčanika* (oznake JUS M.C1.011 i 012 iz 1958. g. nisu još prilagođene oznakama ISO) označuje:

d promjer diobene kružnice,
d_a promjer tjemene kružnice,
d_f promjer podnožne kružnice,
d_b promjer temeljne kružnice,
h ukupnu visinu zuba,
h_a tjemenu visinu zuba,
h_f podnožnu visinu zuba,
h_g zajedničku visinu zuba zupčanog para,
p korak,
p_e korak zahvata $= p \cdot \cos \alpha$,
s debljinu zuba,
e širinu uzubine,
α standardni kut zahvatne linije $= 20°$ (kut nagiba profila osnovne ozubnice),
τ diobeni korak,
b širina zuba.

Ako su debljine zuba zupčanog para jednake, moraju teoretski širine uzubina biti jednake debljini zuba. Zbog proizvodnje i pravilne funkcije mora između onih bokova preko kojih se ne prenosi gibanje postojati *bočna zračnost j* (sl. 350).

Normalni zupčanici imaju *tjemenu visinu zuba* $h_a = m$. Podnožna visina mora biti nešto veća, da se ne bi dodirivale tjemene i podnožne kružnice. Zračnost između tjemene i podnožne kružnice naziva se *tjemena zračnost c*. Ona može varirati između 0,06 i 0,26 m. U pravilu iznosi $c \approx 0{,}2\ m$, tako da je *podnožna visina zuba* $h_f = 1{,}2\ m$.

Prema sl. 349 i 350 za *vanjske i unutarnje NULTE prijenosnike* iznosi

promjer tjemene kružnice $d_a = d + 2\,h_a$ (271)

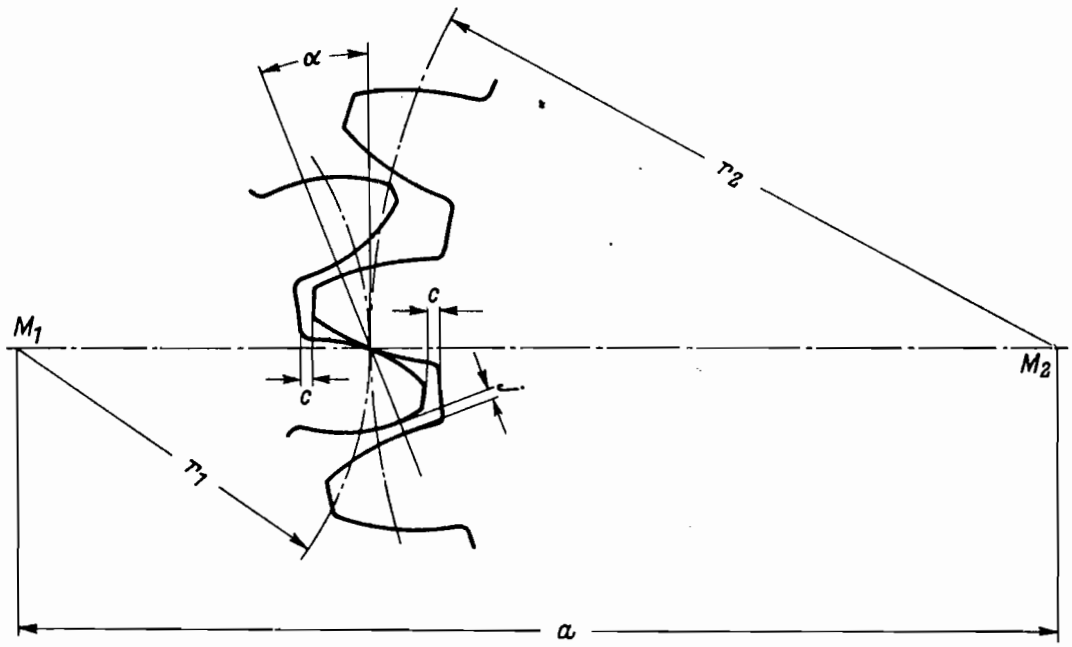
promjer podnožne kružnice $d_f = d - 2\,h_f$ (272)

promjer temeljne kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha$ (273)

NULTI razmak osi $a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ (274)

Budući da broj zubi zupčanika s unutarnjim ozubljenjem z_2 mora biti negativan, moraju i promjeri biti negativni. Na primjer $d_2 = m \cdot z_2 = -5\ \text{mm} \cdot 20 = -100\ \text{mm}$, $d_{a2} = d_2 + 2\,h_a = -100\ \text{mm} + 2 \cdot 5\ \text{mm} = -90\ \text{mm}$.

Iz proizvodnih razloga moraju za razmake osi biti predviđene *tolerancije međusobnog položaja osi* (DIN 3994, JUS M.C1.036).

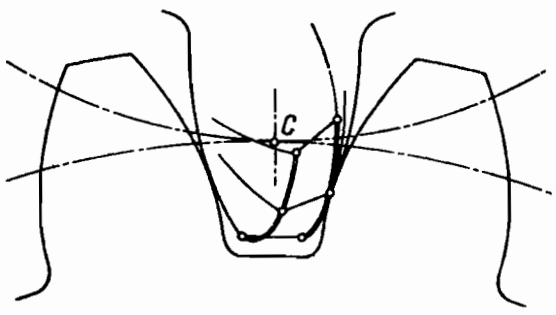


Slika 350. Zračnost, razmak osi

9.1.8. Granični broj zuba nultih čelnika s ravnim zubima

Gledano relativno, jedan zupčanik kruži oko drugoga kao što planeta kruži oko Sunca (zamišljeno je da jedan zupčanik stoji). Vršna točka na tjemenu zuba zupčanika koji kruži opisuje *relativnu putanju vrha zuba* u uzubini zupčanika koji stoji (sl. 351). Apsolutna putanja vršne točke je tjemena kružnica.

Za zahvat zuba ne upotrebljava se cijeli podnožni dio boka. Evolventa na boku zuba i onako počinje tek od temeljne kružnice, koja leži izvan podnožne kružnice. Dio između temeljne kružnice i podnožne kružnice ne služi za prijenos sile i gibanja i može se prema tome proizvoljno oblikovati.

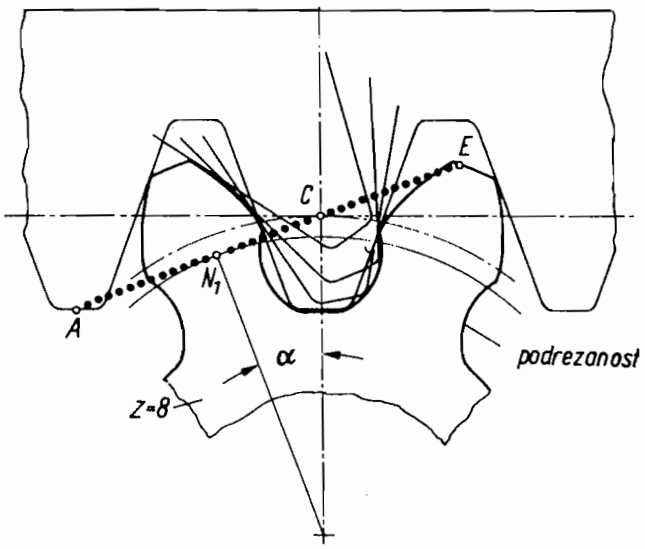


Slika 351. Relativne putanje vršnih točaka zuba

Međutim, logično je da tako oblikovan prijelazni radijus ne smije presijecati relativnu putanju vršne točke zuba. Radi smanjenja zareznog djelovanja treba prijelazni radijus da bude što veći.

Ukoliko bi točke dodira A ili E pale izvan točaka N_1 ili N_2, u kojima zahvatna linija tangira temeljne kružnice, putanja vrha glave velikog zupčanika

presijecala bi dio aktivnog dijela podnožja boka malog zupčanika u blizini temeljne kružnice. Ova se pojava naziva *podrezivanje*. Na slici 352 prikazana je podrezanost dobivena alatom u obliku ozubnice.



Slika 352. Nastajanje podrezanosti kod evolventnog ozubljenja

Podrezanost se može smanjiti povećanjem broja zuba malog zupčanika. Na taj način odmiče se središte malog zupčanika prema van, pa put dijela zahvata N_1C postaje dulji. Isto tako može se povećanjem kuta zahvatne linije izbjeći opasnost podrezivanja. Iz toga proizlazi da je za određenu veličinu kuta zahvatne linije i za određeni prijenosni omjer potreban minimalni, *granični broj zuba* z_g malog zupčanika. Teoretski, granični broj zuba za *zupčani prijenosnik s ozubnicom*, koji općenito označavamo kao minimalan broj zuba NULTOG vanjskog ozubljenja, iznosi

$$\textit{teoretski granični broj zuba} \quad z_g = 2/\sin^2 \alpha \tag{275}$$

Kod $\alpha = 20°$ je $z_g = 17$. Praktički se dozvoljava mala podrezanost, pa se kod $\alpha = 20°$ računa sa $z'_g = 14$. Ova mala podrezanost koju pri izradi čini alat nije štetna. Naime, u radu zupčanog para ulazi već slijedeći par zubi u zahvat, prije nego što bi podrezani dio boka morao da radi. Podrezanost će biti potpuno neškodljiva ako podrezani dio boka zuba ne ulazi uopće u zahvat.

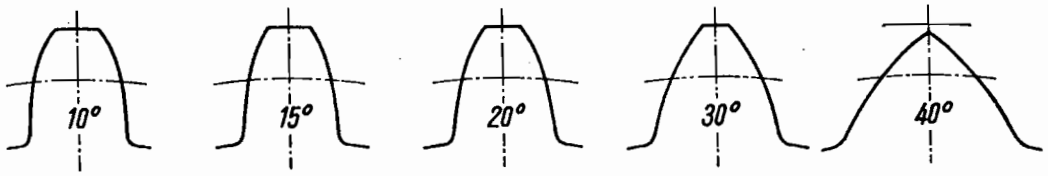
$$\textit{Praktički granični broj zubi} \quad z'_g \approx \frac{5}{6} z_g \tag{276}$$

Kod prijenosnika s unutarnjim ozubljenjem preporučuje se oprez s obzirom da je granični broj zubi zupčanika s vanjskim ozubljenjem veći nego onaj dobiven jednadžbama (275) i (276). Granični broj zubi kod $\alpha = 20°$ i kod broja zubi z_2 zupčanika s unutarnjim ozubljenjem iznosi:

$z_2 = \infty$	≈ -80	≈ -45	≈ -35
$z_g = 17$	18	19	20

Ako je $z_1 < z_g$ potrebno je *izvršiti skraćenje glave zupčanika s unutarnjim ozubljenjem.*

Ograničenost broja zubi prema dolje jedan je od nedostataka evolventnog ozubljenja. Veći kut zahvatne linije snizuje granični broj zuba, no može dovesti do *zašiljenosti vrha zuba*, čak i ispod tjemene kružnice (sl. 353).

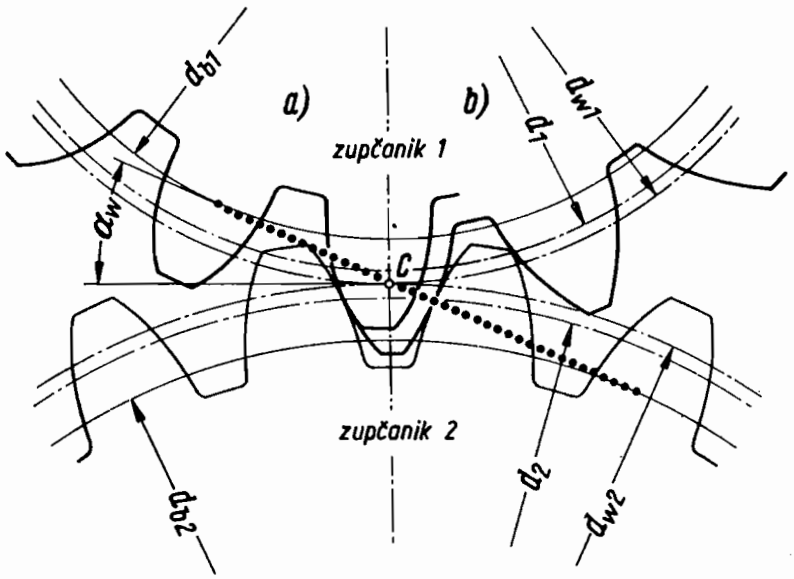


Slika 353. Utjecaj kuta zahvatne linije na oblik zuba

9.1.9. V-čelnici i V-prijenosnici s ravnim zubima

Za razliku od cikloidnog ozubljenja, evolventno ozubljenje je neosjetljivo na povećanje osnog razmaka. Jedino se time mijenja kut zahvatne linije, postaje veći i naziva se *pogonski kut zahvatne linije* (kut dodirnice profila) $\alpha_w > \alpha$ (sl. 354a). I kinematske kružnice se povećavaju na promjere d_{w1} i d_{w2}. Premda se kinematske i diobene kružnice više ne poklapaju, a tjemene i bočne zračnosti se povećavaju zbog razmicanja zupčanika, zahvat zubi je i nadalje kontinuiran i bezprijekoran.

Ovo svojstvo koristi se za tzv. *pomak profila.* Povećanje razmaka osi zapravo je razmicanje jednog zupčanika od drugog, pa se tjemena i bočna zračnost povećavaju. Da bi se tjemena zračnost dovela na prvotnu mjeru, mora se prema sl. 354b povećati tjemena kružnica zupčanika 1. Nadalje je potrebno produžiti bokove do nove tjemene kružnice i povećati podnožne kružnice. Da bi se izbjegla prevelika bočna zračnost svi lijevi bokovi zupčanika 1 moraju biti pomaknuti u smjeru oboda. Nakon tih mjera zahvat zubi je kao i ranije, prije razmicanja, bezprijekoran i pravilan. Ovaj *pozitivni pomak profila* pruža slijedeće prednosti:



Slika 354. Pozitivni pomak profila: *a*) NULTI zupčanik; *b*) V-PLUS zupčanik

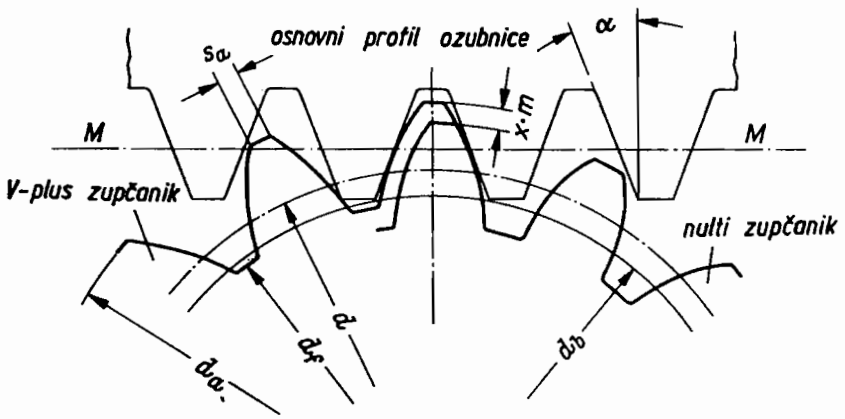
1. Povećanjem kuta zahvatne linije smanjuje se opasnost od podrezivanja.
2. Povećanje debljine zuba u korijenu, tako da je moguće prenositi veće sile.
3. Poboljšanje uvjeta klizanja bokova.
4. Mogućnost prilagođavanja razmaka osi na određene ugradbene zahtjeve.

Nepovoljna je povećana opasnost od zašiljenosti. Zupčanike s pomakom profila moguće je izrađivati odvalnim postupkom, alatima u obliku zupčanika i u obliku ozubnice, s time da se alat za određenu veličinu odmakne od izratka.

Moguć je *negativni pomak profila*, ako se smanji tjemeni promjer kola, a alat za određenu veličinu pomakne izratku. Pri sparivanju tako dobivenog *V-MINUS* zupčanika s NULTIM dobiva se pogonski kut zahvatne crte $\alpha_w < \alpha$. Negativni pomak profila povećava opasnost podrezivanja, a zubi postaju tanji.

NULTI, V-PLUS i V-MINUS zupčanici mogu se proizvoljno međusobno sparivati. Dobiveni razmak osi a odgovarat će vrsti i veličini pomaka profila. Prema sparivanju dobivaju se slijedeće vrste parova (prijenosnika):

1. *NULTI* parovi, ako se sparuju dva NULTA zupčanika.
2. *V-NULTI* parovi, ako se sparuje jedan V-PLUS i jedan V-MINUS zupčanik, a njihov razmak osi ostane nepromijenjen.
3. *V-PLUS parovi*, ako se sparuju V-zupčanici ili jedan V-PLUS i jedan NULTI zupčanik, ali tako da razmak osi postane veći od razmaka koji odgovara NULTIM parovima.
4. *V-MINUS parovi*, ako se sparuju V-zupčanici ili jedan V-MINUS i jedan NULTI zupčanik, ali tako da razmak osi postane manji od razmaka koji odgovara NULTIM parovima.



Slika 355. V-PLUS zupčanik i standardni profil ozubnice

Pomak profila na zupčaniku modula $m=1$ označava se prema DIN 3992 i JUS M.C1.012 kao *faktor pomaka profila* x. Stvarni *pomak profila* iznosi $x \cdot m$ (sl. 355). *Dimenzije V-zupčanika* izračunavaju se onda ovako:

$$\textit{promjer diobene kružnice} \quad d = z \cdot m \tag{277}$$

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \quad d_a = d + 2x \cdot m + 2h_a \tag{278}$$

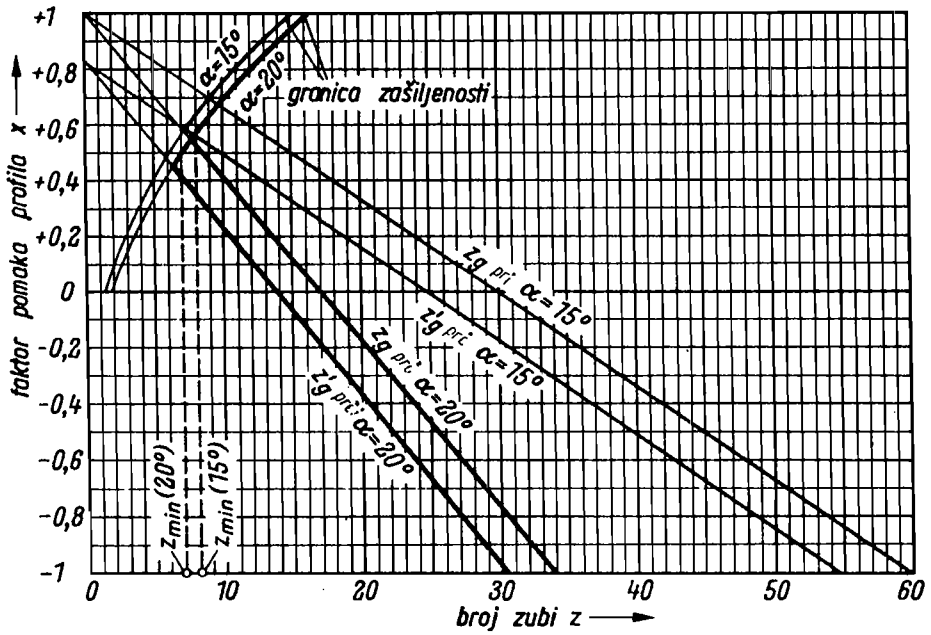
$$\textit{promjer podnožne kružnice } d_f = d + 2x \cdot m - 2h_t \tag{279}$$

$$\textit{promjer temeljne kružnice } d_b = d \cdot \cos\alpha \tag{280}$$

z	broj zubi zupčanika (kod unutarnjeg ozubljenja negativan),
m u mm	modul ozubljenja (tablica 124 i 124a),
x	faktor pomaka profila,
h_a u mm	tjemena visina zuba, u pravilu $h_a = m$,
h_f u mm	podnožna visina zuba, u pravilu $h_f = 1{,}2\ m$,
α u °	kut zahvatne linije NULTIH parova, u pravilu $\alpha = 20°$

Kod pozitivnog pomaka i *vrijednosti faktora pomaka x su pozitivne*, kod negativnog pomaka *negativne.*

Iz gornjeg dijela slike 356 može se očitati koliko najniže smiju biti veličine faktora pomaka kod $\alpha = 20°$ i $\alpha = 15°$ pri $z < 14$ odnosno 17 ($\alpha = 20°$) i $z < 25$ odnosno 30 ($\alpha = 15°$), da bi bila izbjegnuta praktička i teoretska mogućnost podrezivanja. Pri tome je pretpostavljeno da se ozubljenje vrši alatom u obliku ozubnice. Veličina faktora pomaka mora ležati ispod krivulje označene kao *granica zašiljenosti* (stvaranje zašiljenog tjemena zuba). U donjem dijelu slike dane su granične vrijednosti broja zuba za negativne pomake profila.



Slika 356. Utjecaj pomaka profila na granične vrijednosti broja zuba z_g' i z_g kod $\alpha = 20°$ i $\alpha = 15°$ prema DIN 3960

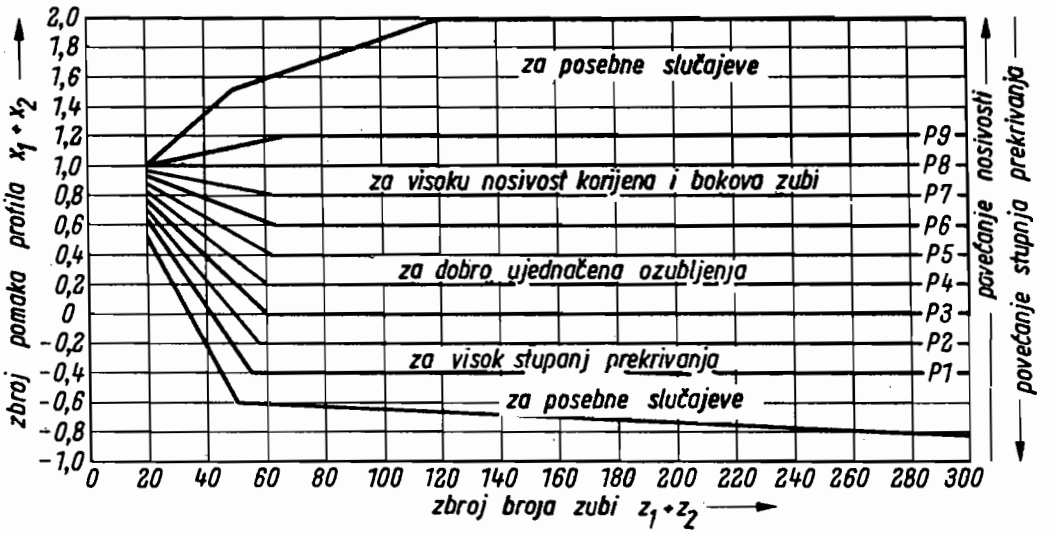
U DIN 3994 i 3995 standardizirano je tzv. **0,5-ozubljenje.** To su zupčanici s pozitivnim pomacima s $x = 0{,}5$.

U principu se faktori pomaka profila x_1 i x_2 zupčanika mogu birati proizvoljno. Ne smije, međutim, izborom pomaka kasnije kod sparivanja zupčanika doći do smetnji u zahvatu. To znači da u zahvatu smiju biti samo evolventni dijelovi bokova zuba. Do smetnji u zahvatu može doći nepovoljnim izborom pomaka, bilo na podnožju malog zupčanika 1, bilo na podnožju velikog

zupčanika 2 i to radi nedovoljnih duljina podnožnih dijelova evolvente. Smetnje se u takvom slučaju otklanjaju skraćenjem tjemene visine glave.

Tjemene debljine zuba ne smiju biti ispod određene minimalne veličine, u pravilu $s_a = 0{,}4 \cdot m$ (vidi sl. 355, na str. 338). Isto tako ne smije biti smanjena ni tjemena zračnost, koja u pravilu iznosi $c = 0{,}2\,m$ (vidi sl. 350, na str. 335).

Slika 357 daje uputstva za svrsishodan izbor sume faktora pomaka profila $x_1 + x_2$ u zavisnosti od zbroja zubi $z_1 + z_2$. Linije P1 do P9 služe za označavanje pojedinih svojstava ozubljenja. Za ozubljenja koja treba da su u odnosu na nosivost i bučnost dobro ujednačena, preporučuju se područja P3 do P6. O stupnju prekrivanja, koji se spominje na slici, bit će govora u poglavlju 9.1.10. na str. 343.



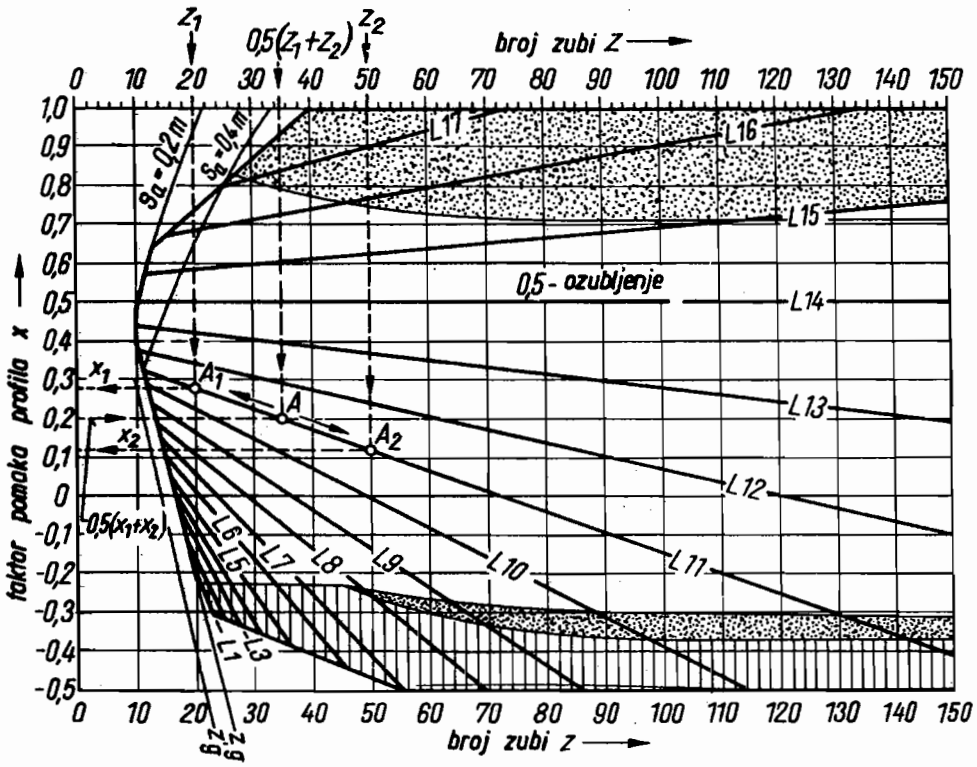
Slika 357. Izbor sume faktora pomaka profila x_1 i x_2 prema DIN 3992

Podjela faktora pomaka profila x_1 i x_2 vrši se prema slici 358 (za reducirane prijenosne omjere; za multiplikatore vidi DIN 3992). Na sl. 358 ucrtane su linije sparivanja L1 do L17. One su tako odabrane da predstavljaju linije jednake opteretivosti korijena zuba malog i velikog zupčanika, odnosno linije jednakih naprezanja u presjeku korijena zuba. Faktori pomaka x_1 i x_2 treba da budu tako podijeljeni da leže na istoj liniji sparivanja. U tu svrhu dan je primjer sa $z_1 = 20$ i $z_2 = 50$ zuba:

Najprije se sa slike 357, za $z_1 + z_2 = 70$, odabere iz područja P5 $x_1 + x_2 = 0{,}4$. Na sl. 358 točka A dobivena je iz $0{,}5\,(z_1 + z_2) = 35$ i $0{,}5\,(x_1 + x_2) = 0{,}2$. Točka A leži na liniji L11. Od točke A ide se uzduž L11, lijevo i desno do $z_1 = 20$ i $z_2 = 50$ i dobivaju točke A_1 i A_2. Ordinate točaka A_1 i A_2 su $x_1 = 0{,}28$ i $x_2 = 0{,}12$.

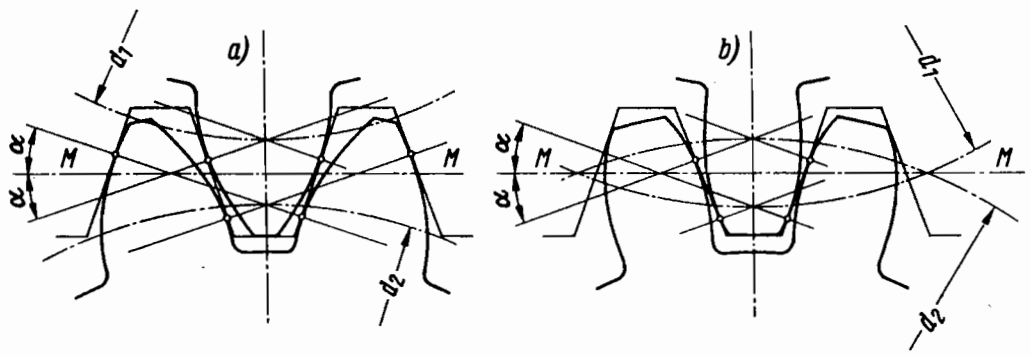
Ne padne li točka A na neku od linija sparivanja, treba kroz A povući liniju čiji tok odgovara bližoj liniji sparivanja. Iz tako povučene linije dobivaju se na isti način točke A_1 i A_2.

U srednjem, bijelom dijelu slika 358,nalazi se područje u kojem se ne javljaju smetnje u zahvatu. Skraćenja tjemene visine zuba u ovom području nisu potrebna. U istočkanom području neće doći do smetnji u zahvatu samo



Slika 358. Raspodjela sume faktora pomaka profila x_1 i x_2 na oba zupčanika prema DIN 3992 (pri redukciji broja okretaja)

onda kada su tjemeni promjeri zupčanika toliko smanjeni da postoji normalna tjemena zračnost $c > 0{,}2\ m$. To znači da tjemeni promjeri imaju veličine dane jednadžbama (286) i (287). Samo u donjem dijelu slike, označeno vertikalnom šrafurom, javljaju se smetnje u zahvatu Za to područje bila bi neophodna veća skraćenja tjemenog dijela zuba. Zbog toga po mogućnosti izbjegavamo pomake profila toga područja.



Slika 359. Nastajanje dodatne bočne zračnosti kod sparivanja V-zupčanika (prikaz zračnosti je preuveličan)
a) dva V-PLUS zupčanik; *b*) dva zupčanika V-MINUS

Ako se dva zupčanika sparuju u V-PAR, dolazi do *dodatne bočne zračnosti* (sl. 359). Da bi se to otklonilo, mora se razmak osi posebno podesiti, tj. razmak osi mora biti manji nego što proizlazi iz sume faktora pomaka.

Ovdje se zato uvode

faktor pomaka razmaka osi $$B=2\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} \tag{281}$$

$$B_v\approx\frac{B}{\sqrt[4]{1+13B}} \tag{282}$$

Ako je B_v zadan, a da B treba izračunati, iznosi

$$B\approx B_v\sqrt{1+7B_v} \tag{283}$$

S izračunatim faktorom pomaka osi B_v, dobiva se jednadžba za stvarno potreban razmak osi

V-razmak osi $$a_V=(r_1+r_2)(1+B_v) \tag{284}$$

Ako ovako nastali dodatni razmak osi ne smeta, tj. ako pri istom smjeru vrtnje ne dođe do kolebanja okretnog momenta, pa time ni do dodatnih unutarnjih dinamičkih sila, može se osni razmak izvesti u dimenzijama prema jednadžbi

P-razmak osi $$a_P=(r_1+r_2)+(x_1+x_2)\,m \tag{285}$$

Moraju se zapravo izvoditi razmaci koji leže između a_V i a_P, tj.

$$a=a_V \ldots a_P$$

Ako pomaci profila leže u području smetnji zahvata (istočkani dio na sl. 358), pa zahtijevaju skraćenje tjemene visine glave, jednadžbe tjemenih promjera su

tjemeni promjer $$d_{a1}=2a-d_{f2}-2c \tag{286}$$

$$d_{a2}=2a-d_{f1}-2c \tag{287}$$

a u mm — utvrđeni razmak osi,
d_{f1} i d_{f2} u mm — podnožni promjer zupčanika prema jednadžbi (279) na str. 339,
c u mm — potrebna tjemena zračnost, u pravilu $c=0{,}2\,m$.

S utvrđenim razmakom osi a može se izračunati *pogonski kut zahvatne linije* α_w iz jednadžbe

$$\cos\alpha_w=\frac{r_1+r_2}{a}\cos\alpha \tag{288}$$

a osim toga

promjer kinematske kružnice $$d_{w1}=\frac{2a}{u+1} \tag{289}$$

$$d_{w2}=2a-d_{w1} \tag{290}$$

u je kinematski omjer prema jednadžbi (265) na str. 326.

Treba obratiti pažnju da su *za unutarnje ozubljenje* z_2, u, a i d_{w2} *negativni*! Kod $z_2=\infty$ (ozubnica) ne mijenja se profil ni pri bilo kako velikom pomaku

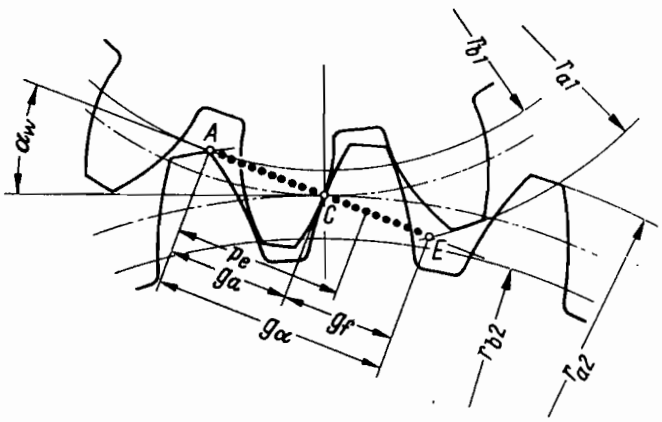
profila. Iz toga proizlazi da *pomak profila na velikom zupčaniku ne donosi mnogo*, osobito onda ako je broj zuba velik. Zbog povećanja nosivosti se u specijalnim slučajevima, ako to stupanj prekrivanja dopušta (vidi 9.1.10.), ide na $\alpha = 26°$ ili $28°$.

NULTI zupčanici mogu se promatrati kao V-zupčanici sa faktorom pomaka profila $x = 0$.

9.1.10. Stupanj prekrivanja

Zbog postizanja kontinuiranog okretnog gibanja, bez eventualnih prekida, mora novi par zubi ući u zahvat prije nego što par zubi koji je u zahvatu izađe iz zahvata. To znači da mora postojati prekrivanje.

Kada prema slici 360 točka A na zahvatnoj liniji prijeđe put koraka zahvata p_e, slijedeći par zubi ulazi u zahvat. To znači da postoji prekrivanje ako je put zahvata (dodirnica profila) $g_\alpha = g_a + g_f$ dulji od koraka zahvata p_e. Radi toga označavamo kao *prekrivanje profila* ili *stupanj prekrivanja* odnos između puta zahvata g_α i koraka zahvata p_e, tj. $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_e$.



Slika 360. Prekrivanje profila
g_a put zahvata tjemena zupčanika 2;
g_f put zahvata podnožja zupčanika;
g_α put zahvata (dodirnica profila)

Iz geometrijskih odnosa proizlazi stupanj prekrivanja za

vanjsko ozubljenje

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sin \alpha_w \cdot a}{p_e} \tag{291}$$

prijenosnik s ozubnicom

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \dfrac{m(1 - x_1)}{\sin \alpha} - \sin \alpha \cdot r_1}{p_e} \tag{292}$$

unutarnje ozubljenje

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sin \alpha_w \cdot a}{p_e} \tag{293}$$

r_{a1}, r_{a2} u mm	tjemeni promjeri zupčanika,
r_{b1}, r_{b2} u mm	promjeri temeljnih kružnica,
r_1 u mm	diobeni promjer zupčanika 1,
α u °	kut zahvatne linije NULTIH zupčanika, u pravilu $\alpha=20°$,
α_w u °	pogonski kut zahvatne linije [jednadžba (288), na str. 342] kod NULTIH parova $\alpha_w=\alpha$,
a u mm	stvarni razmak osi (kod unutarnjeg ozubljenja negativan),
m u mm	modul ozubljenja
x_1	faktor pomaka profila na zupčaniku 1,
p_e u mm	korak zahvata = temeljni korak = $p\cos\alpha=m\cdot\pi\cdot\cos\alpha$.

Treba da je uvijek $\varepsilon_\alpha \geqq \mathbf{1{,}1}$!

Ako je za prijenosnik koji treba projektirati broj zubi zadan (određen), a modul nije još izračunat, može se pri proračunu stupnja prekrivanja uvrstiti $m=1$. Naime, apsolutna veličina zupčanika ne utječe na stupanj prekrivanja.

9.1.11. Nisko i visoko ozubljenje

Pod pojmom zajedničke visine zuba h_g podrazumijevamo sumu visina zuba mjerenu od kinematskih kružnica obaju zupčanika. Kod NULTOG para s visinom zuba $h_a=m$ (vidi sl. 349, str. 332) je $h_g=h_{a1}+h_{a2}=2m$. Zajednička visina zuba svodi se pomoću faktora visine zuba y na standardni modul (tablica 124 i 124a str. 333), pa je

$$\textit{zajednička visina zuba} \qquad h_g=2y\cdot m \tag{294}$$

Za čelnike standardnog profila DIN 867 i JUS M.C1.015 je $y=1$. Ozubljenje sa $y<1$ označavamo kao *nisko ozubljenje*, a sa $y>1$ kao *visoko ozubljenje*.

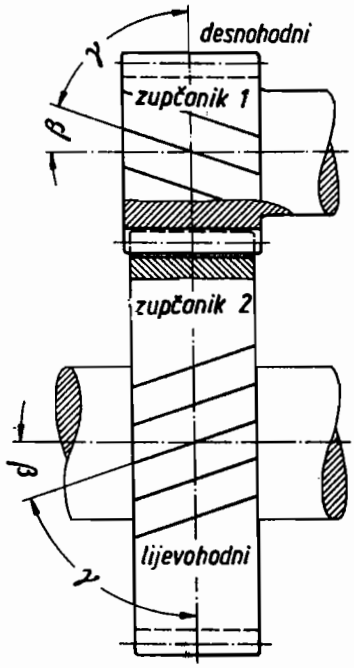
9.1.12. Nulti čelnici s kosim (helikoidnim) zubima

Zubi čelnika s kosim (helikoidnim) zubima zakošeni su prema osi vrtnje za kut koji zatvara linija boka zuba na diobenom cilindru s osi vrtnje, a naziva se *kut nagiba boka zuba* β. Ako se sparuju dva čelnika s kosim zubima, moraju se nagibi bokova zuba poklapati u kinematskom polu. To znači da oba zupčanika moraju imati kutove nagiba bokova zuba, po veličini jednake, a po smjeru suprotne. Razlikujemo zato *zupčanike s desnim i lijevim usponom* (sl. 361).

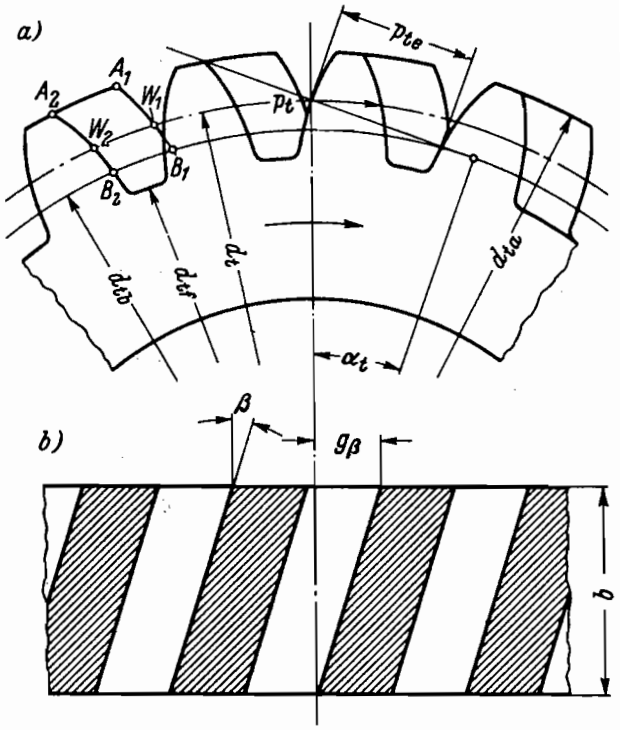
Budući da su kinematske površine zupčanika zakrivljene, imaju i uzdužne linije bokova zakrivljenja u obliku zavojnice. Kod vrlo širokih zupčanika bili bi zubi, slično kao navoji na vijku, navijeni na diobeni cilindar pod *kutom uspona* $\gamma=90-\beta$. Čelnici s kosim zubima nazivaju se zato i *vijčanici*. Slika 362 pokazuje pogled na čelo čelnika s kosim zubima i razvijeni plašt diobenog cilindra.

Čelnici s kosim zubima mogu se izrađivati pomoću normalnih alata, ako su oni pri izradi nagnuti prema izratku za kut nagiba boka β. Standardno 20° ozubljenje ne javlja se u tom slučaju u čeonom (bočnom) presjeku (presjeku

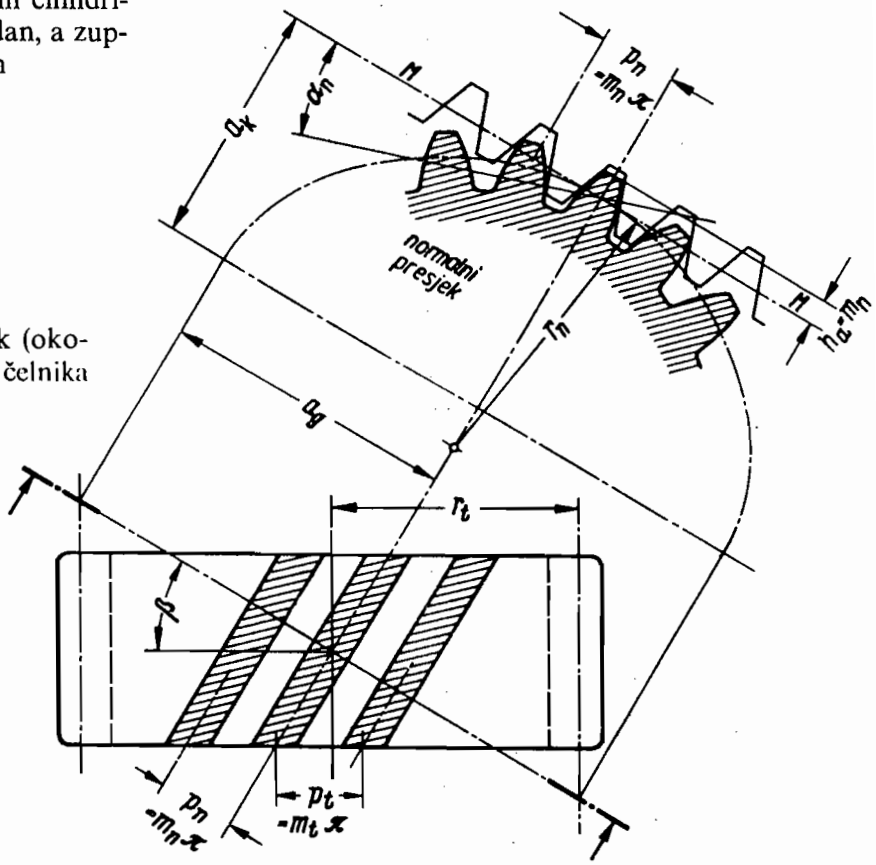
okomitom na os vrtnje), nego u presjeku okomitom na uzdužnu liniju boka (normalni presjek, sl. 363). Tom presjeku odgovara i standardni profil DIN 867, JUS M.C1.015. Razlikujemo zato *normalni profil* s *normalnim kutom zahvatne linije* α_n i *čeoni (bočni) profil* s *čeonim (bočnim) kutom zahvatne linije* $\alpha_t > \alpha_n$.



Slika 361. Kut nagiba boka i kut uspona zupčanog para čelnika s kosim zubima, mjereni na diobenim cilindrima. Zupčanik 1 je desnohodan, a zupčanik 2 ljevohodan



Slika 362. Čelnik s kosim zubima
a) čelo (bok); *b*) razvijeni diobeni cilindar



Slika 363. Normalni presjek (okomit na uzdužnu liniju boka) čelnika s kosim zubima

Modul koji se odnosi na normalni profil nazivamo *normalnim modulom* m_n. Modul odabiremo prema standardu (tablice 124 i 124a). Modul koji se odnosi na čeoni (bočni) profil naziva se

$$\textit{čeoni (bočni) modul} \qquad m_t = m_n/\cos\beta \tag{295}$$

Iz toga proizlazi da je *normalni korak* $p_n = m_n \cdot \pi$, *čeoni (bočni) korak* $p_t = m_t \cdot \pi$, a *čeoni (bočni) kut zahvatne linije* izračunava se iz jednadžbe

$$\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta \tag{296}$$

S nabrojanim veličinama mogu se izračunati (vidi sl. 362)

$$\textit{promjer diobene kružnice} \qquad d_t = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta} \tag{297}$$

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \qquad d_{ta} = d_t + 2h_a \tag{298}$$

$$\textit{promjer podnožne kružnice} \qquad d_{tf} = d_t - 2h_f \tag{299}$$

$$\textit{promjer temeljne kružnice} \qquad d_{tb} = d_t \cdot \cos\alpha_t \tag{300}$$

$$\textit{NULTI razmak osi} \qquad a = r_{t1} + r_{t2} = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1 + z_2) \tag{301}$$

m_n u mm	normalni modul ozubljenja prema tablicama 124 i 124a,
β u °	kut nagiba boka zuba ozubljenja na diobenom cilindru,
h_a u mm	tjemena visina zuba, u pravilu $h_a = m_n$,
h_f u mm	podnožna visina zuba, u pravilu $h_f = 1{,}2\, m_n$
α_t u °	čeoni (bočni) kut zahvatne linije prema jednadžbi (296),
r_{t1}, r_{t2} u mm	radijusi diobenih kružnica u čeonom (bočnom) presjeku,
z_1, z_2	broj zubi zupčanika, kod unutarnjeg ozubljenja z_2 treba da ima negativan predznak!

Stupanj prekrivanja profila ε_α treba svesti na čeoni (bočni) presjek pa se proračunava po jednadžbama (291) do (293), s tim da se uvrštava $r_a = r_{ta}$, $r_b = r_{tb}$, $\alpha = \alpha_t$, $\alpha_w = \alpha_{tw}$, $m = m_n$, $r_1 = r_{t1}$ i $p_e = p_{te}$.

Najveći razmak između početne i krajnje točke linije boka (sl. 362) je *luk sprezanja bokova* $g_\beta = b \cdot \tan\beta$. Pri okretanju u smjeru strelice tjemena točka A_1 ulazi u zahvat, a točka A_2 je još izvan zahvata. Tek nakon što pri okretanju zupčanika jedna točka na diobenoj kružnici prevali put $W_1W_2 = b \cdot \tan\beta$, točka A_2 ulazi u zahvat. Nakon što je točka B_1 izašla iz zahvata, točka B_2 nalazi se još u zahvatu. Točka B_2 izaći će iz zahvata tek nakon što je na diobenoj kružnici prevaljen put $W_1W_2 = b \cdot \tan\beta$. Odnos između luka sprezanja bokova $b \cdot \tan\beta$ i diobenog koraka p_t je radi toga

$$\textit{stupanj sprezanja bočnih linija} \qquad \varepsilon_\beta = g_\beta/p_t = b \cdot \tan\beta/p_t \tag{302}$$

Zahvat čelnika s kosim zubima traje prema tome dulje nego zahvat čelnika s ravnim zubima. Budući da zub ne ulazi u zahvat istodobno cijelom svojom širinom, nego postepeno točka za točkom, rad čelnika s kosim zubima je osjetljivo tiši od rada čelnika s ravnim zubima. Zbog mirnoće rada bira se

kut nagiba boka β tako da je $\varepsilon_\beta \approx 1$. Najčešće je $\beta \approx 8°$ do 25°; manji kutovi ne donose nikakve prednosti, a veći izazivaju velike aksijalne komponente sila, koje moraju biti uhvaćene ležajima.

Kinematski cilindar daje u normalnom presjeku (sl. 363) elipsu čija je kraća poluos $a_k = r_t$, a dulja $a_g = r_t/\cos\beta$. Stvarni normalni profil javlja se samo na kraćoj poluosi. Svi ostali zubi su, radi zakrivljenja njihovih bokova, izobličeni. Na kraćoj poluosi radijus zakrivljenja elipse iznosi r_n. Čelnike s kosim zubima možemo radi toga zamisliti kao čelnike s ravnim zubima i normalnim profilom, kojemu odgovara standardni profil. Zubi s normalnim ozubljenjem nalaze se na fiktivnom diobenom promjeru s radijusom r_n. Ovom fiktivnom diobenom promjeru odgovara i fiktivni broj zubi, naime

$$\textit{fiktivni broj zubi} \qquad z_n \approx z/\cos^3\beta \qquad (303)$$

Fiktivni broj zubi mjerodavan je za proračun graničnog broja zubi kao granice podrezanosti. Za čelnike s kosim zubima iznosi

$$\textit{praktički granični broj zubi} \qquad z'_{gs} \approx z'_g \cdot \cos^3\beta \qquad (304)$$

gdje je $z'_g = 14$ praktički granični broj zubi NULTOG čelnika s ravnim zubima kod $\alpha = 20°$ [vidi str. 336 i jednadžbu (276)].

9.1.13. V-čelnici s kosim zubima

Izbor i podjela faktora pomaka profila x_1 i x_2 obavlja se kao i kod V-čelnika s ravnim zubima (vidi str. 340) prema sl. 357 i 358. Umjesto stvarnog broja zubi mjerodavni su fiktivni brojevi zubi z_{n1} i z_{n2}! Treba prema tome uvrštavati za $z_1 = z_{n1}$, a za $z_2 = z_{n2}$. Sa faktorima pomaka profila x dobiva se

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \qquad d_{ta} = d_t + 2x \cdot m_n + 2h_a \qquad (305)$$

$$\textit{promjer podnožne kružnice} \qquad d_{tf} = d_t + 2x \cdot m_n - 2h_f \qquad (306)$$

Čeoni modul m_t, *čeoni kut zahvatne linije* α_t, *promjer diobene kružnice* d_t *i promjer temeljne kružnice* d_{tb}, ostaju nepromijenjeni [jednadžbe (295) do (297) i (300)].

Svedeno na fiktivne zupčanike, iznosi

$$\textit{faktor pomaka razmaka osi} \qquad B = 2\,\frac{x_1 + x_2}{z_{n1} + z_{n2}} \qquad (307)$$

Faktor pomaka razmaka osi B_v izračunava se pomoću jednadžbe (282) na str. 342. Jednadžbe razmaka osi tada glase

$$\textit{V-razmak osi} \qquad a_V = (r_{t1} + r_{t2}) + (r_{n1} + r_{n2})\,B_v \qquad (308)$$

$$\textit{P-razmak osi} \qquad a_P = (r_{t1} + r_{t2}) + (x_1 + x_2)\,m_n \qquad (309)$$

Stvarni razmak osi može se kretati između $a = a_V \ldots a_P$.

Ako je u području mogućih smetnji zahvata (istočkani dio sl. 358) potrebno *skraćenje tjemene visine zuba*, treba izračunati *tjemene promjere* d_{ta1} i d_{ta2} prema jednadžbama (286) i (287), na str. 342.

Ako se razmak osi odabire, izračunava se čeoni *pogonski kut zahvatne linije* pomoću jednadžbe

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{r_{t1} + r_{t2}}{a} \cos \alpha_t \qquad (310)$$

Promjeri kinematskih kružnica d_{tw1} i d_{tw2} dobivaju se iz jednadžbi (289) i (290) na str. 342.

Granični broj zuba z'_{gS}, koji se kod pozitivnog pomaka još jedanput smanjuje, izračunava se pomoću jednadžbe (304). Pri tome se očitava z'_g sa slike 356, na str. 339.

Stupanj prekrivanja ε_α dobiva se analogno iz jednadžbi (291) do (293) na str. 343, ako se uvrsti za $r_a = r_{ta}$, $r_b = t_{tb}$, $\alpha = \alpha_t$, $\alpha_w = \alpha_{tw}$, $r_1 = r_{t1}$ i $p_e = p_{te}$. *Stupanj prekrivanja bočnih linija* ε_β izračunava se pomoću jednadžbe (302).

Kod *zupčanika sa zakrivljenim uzdužnim linijama bokova* (vidi sliku 339, na str. 325 mijenja se kut nagiba boka zuba β kontinuirano po cijeloj širini boka zuba, kao i kod čelnika s kosim zubima.

Kod V-zupčanika je *β kut nagiba boka zuba na diobenoj kružnici.*

NULTE čelnike s ravnim zubima možemo smatrati V-čelnicima s kosim zubima sa $\beta = 0°$ i $x = 0$.

9.2. Oblikovanje čelnika

Pri izboru materijala za izradu zupčanika treba da u prvom planu leži ekonomičnost. Pogonski faktori, vijek trajanja, brzina vrtnje i snaga, osnova su za izbor materijala. Određenu ulogu ima težina i raspoloživi ugradbeni prostor.

Za obodne brzine do $v = 1$ m/s, u posebnim slučajevima i do 2 m/s, dolaze u obzir zupčanici od *sivog i čeličnog lijeva* s neobrađenim zubima. Kod poljoprivrednih strojeva radi žilavosti i otpornosti na udare, prednost imaju, zupčanici od *temper lijeva*. Kora od lijevanja je vrlo otporna na trošenje, pa su lijevani zupčanici pogodni za prijenosnike koji su izloženi utjecajima prašine, pijeska, vlage i atmosferskim utjecajima. Kao primjeri upotrebe lijevanih neobrađenih zupčanika bile bi ručne dizalice, strojevi za dizanje, poljoprivredni strojevi i sl. Takvi zupčanici ne mogu se točno izraditi, pa moraju biti uzete u obzir mogućnosti većih grešaka u koncentričnosti, koraku, uzdužnoj liniji boka, profilu boka. Pri većim obodnim brzinama dovele bi takve greške do neizdržive buke i do loma. Na visoko turažne prijenosnike postavljaju se veći zahtijevi:

1. visoka otpornost na trošenje (dug vijek trajanja),
2. ravnomjeran, tihi rad,
3. visoka dinamička izdržljivost zubi.

Za ovakve zahtjeve dolaze u obzir zupčanici s obrađenim, odnosno prešanim zubima. U odnosu na otpornost na trošenje može se dati ovaj redoslijed materijala:

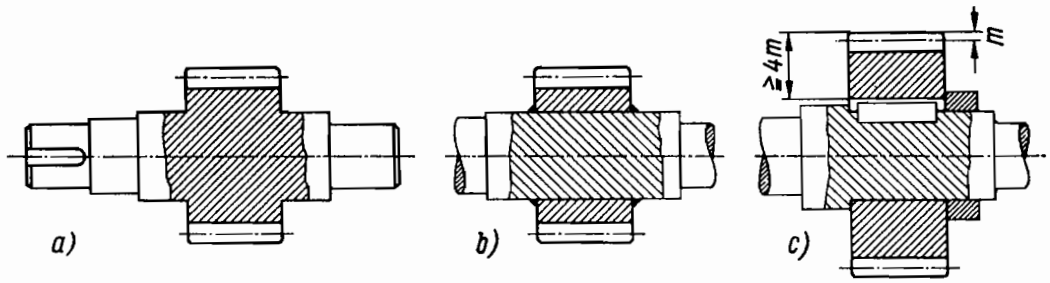
1. prešane umjetne smole,
2. sivi lijev,
3. nodularni lijev,
4. temper lijev,
5. čelični lijev,
6. konstrukcijski čelici,
7. čelici za poboljšavanje,
8. čelici za cementaciju.

Mali zupčanik izrađuje se obično od materijala boljih mehaničkih svojstava nego veliki. Mali zupčanik, radi veće brzine vrtnje, ulazi, češće u zahvat pa je to jače opterećen.

Prešane umjetne smole djeluju prigušno, a otporne su prema vodi, kiselinama i mnogim kemikalijama. Također su otporne prema kolebanjima temperatura. Ako otpornost na koroziju nije svojstvo koje treba da je mjerodavno za izbor materijala, valja zupčanike od prešanih umjetnih smola sparivati s glatko obrađenim zupčanicima od metala. U kemijskoj industriji nalazimo i zupčanike izrađene od *keramičkih materijala*, npr. pumpe za kiseline.

Visoku otpornost na trošenje dobivaju zupčanici izrađeni od čelika površinskim poboljšavanjem ili kaljenjem. Jezgro zuba mora ostati žilavo radi elastičnog preuzimanja udarnog opterećenja. Posebno tiho i jednoliko rade zupčanici kojih su bokovi nakon toplinske obrade fino ili najfinije obrađeni (brušeni, lepovani, polirani). Nezakaljeni zupčanici mogu se strojno strugati. Brzorotirajući prijenosnici zahtijevaju dobro podmazivanje. Bez podmazivanja istrošili bi se vrlo brzo i zupčanici s poboljšanim i zakaljenim bokovima.

Ako *mali zupčanik* ima mali promjer diobene kružnice u odnosu na vratilo, zupčanik i vratilo se izrađuju kao jedan komad (sl. 364a). Koji puta se prije ozubljenja vijenac zavaruje na vratilo (sl. 364b). U ovom posljednjem slučaju je opseg potrebne obrade skidanjem čestica manji, pa izrada može biti jeftinija. Mali (pogonski) zupčanici većih dimenzija pričvršćuju se na vratilo pomoću pera (sl. 364c). Kod velikih okretnih momenata zupčanik se pričvršćuje na klinasto ili poligono vratilo. Zbog zareznog djelovanja utora za pero, razmak između tjemene kružnice do dna utora za pero treba da iznosi najmanje $4m$ (m = modul).



Slika 364. Oblikovanje malih (pogonskih) zupčanika
a) mali zupčanik i vratilo od jednog dijela; *b*) vijenac zavaren na vratilo; *c*) mali zupčanik naklinjen na vratilo pomoću pera

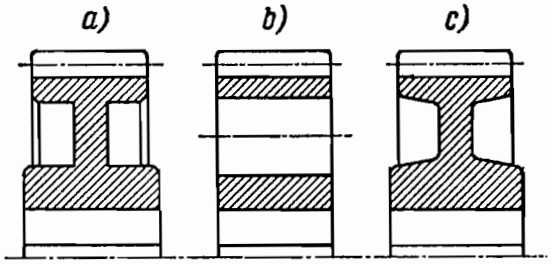
Zbog smanjenja masa koje rotiraju dio materijala *većih čeličnih zupčanika* rađenih od punog profila odstranjuje se tokarenjem (sl. 365a) ili bušenjem (sl. 365b). Kod livenih zupčanika se glavina i vijenac povezuju tankom pločom i ojačavaju rebrima (sl. 365c). Zupčanici koji treba da imaju mogućnost uzdužnog pomicanja po vratilu dobivaju u glavini klinast profil radi mogućnosti prijenosa okretnog momenta, (vidi 2.3.3.). *Veliki zupčanici* su gotovo uvijek

liveni. Vijenac je paocima povezan s glavinom (sl. 366). Kod velikih zupčanika paoci su najčešće I presjeka. Prema iskustvu uzima se $z=4$ do 8 paoka, odnosno

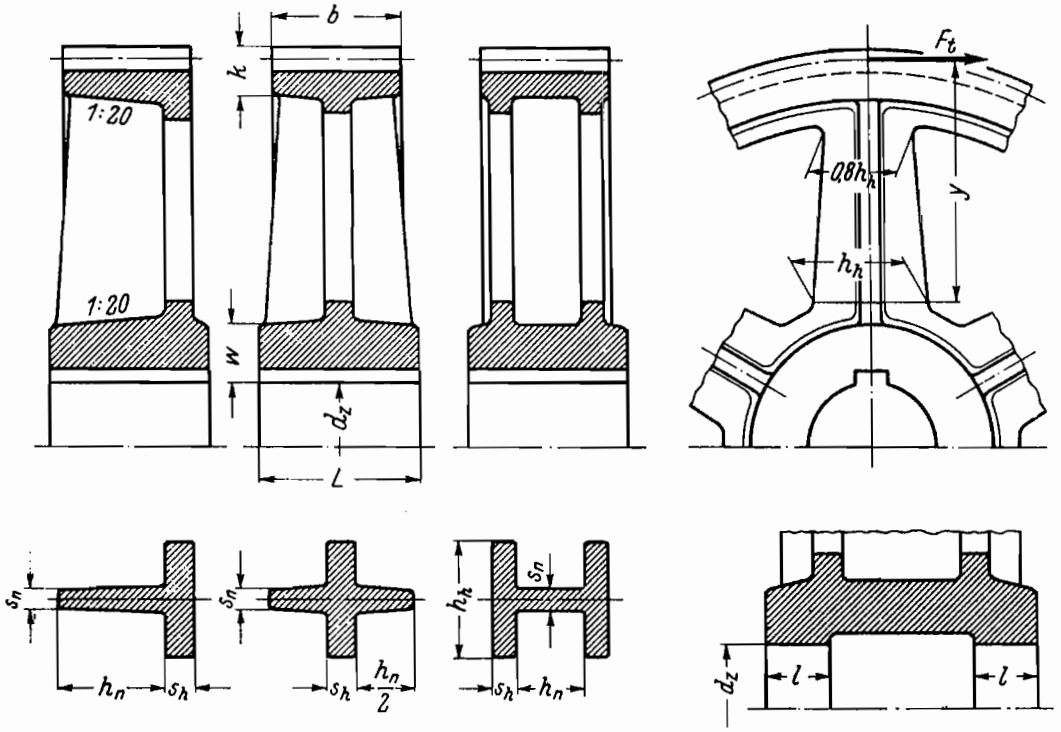
$$\textit{broj paoka} \qquad Z \approx \sqrt{f \cdot d} \qquad (311)$$

$f=0{,}021\,\text{mm}^{-1}$ kod nedijeljenih zupčanika, $=0{,}0156\,\text{mm}^{-1}$ kod dijeljenih zupčanika,

d u mm promjer diobene kružnice zupčanika.



Slika 365. Izvedbe čelnika
a) tokareno iz punog; *b*) tokareno iz punog i bušeno; *c*) lijevani zupčanik



Slika 366. Veliki liveni zupčanik

Uobičajene dimenzije prema slici 366 su slijedeće:

visina glavnog rebra	$h_h \approx 8$ do $10\,m$,
visina sporednog rebra	$h_n \approx 6$ do $8\,m$
debljina glavnog rebra	$s_h \approx 1{,}5$ do $2\,m$
debljina sporednog rebra	$s_n \approx 0{,}7\,s_h$
duljina dijela glavine	$l \approx 0{,}5\,d_z$
duljina glavine	$L \approx b + 0{,}25\,d \geqq 1{,}2\,d_z$
debljina stijenke glavine	$w \approx 0{,}4\,d_z + 10$ mm za sivi liv
	$w \approx 0{,}3\,d_z + 10$ mm za čelični liv
debljina vijenca	$k \approx 4\,m$

Izvrtina duljih glavina proširuje se u sredini (sl. 366), tako da samo na krajevima duljinom l sjedi na vratilu. To olakšava i pojeftinjuje izradu.

Na diobenoj kružnici djeluje

$$\textit{nazivna obodna sila} \qquad F_t = T_1/r_1 = P_1/v \tag{312}$$

F_t u N — prosječna vrijednost obodne sile na diobenom promjeru,
T_1 u Nm — nazivni okretni moment malog zupčanika,
r_1 u m — diobeni promjer malog zupčanika, kod čelnika s kosim zubima treba uvrstiti r_{t1},
p_1 u W — nazivna snaga koju treba prenijeti malim zupčanikom,
v u m/s — obodna brzina diobenih kružnica $= d_1 \cdot \pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1}.

Obodna sila opterećuje paoke na savijanje. Budući da se obodna sila ne raspoređuje ravnomjerno na sve paoke, uzima se da samo 1/4 paoka nosi, a od ovih opet samo glavna rebra, položena u smjeru okretanja. Sporedna rebra sa svojim malim momentom otpora ne uzimaju se u račun. Uzimajući u obzir udarna opterećenja koja proizlaze iz uvjeta pogona (pogonski i radni stroj), iznosi

$$\textit{naprezanje na savijanje} \qquad \sigma_f = \frac{F_t \cdot K_I \cdot y}{(Z/4) \cdot W} \tag{313}$$

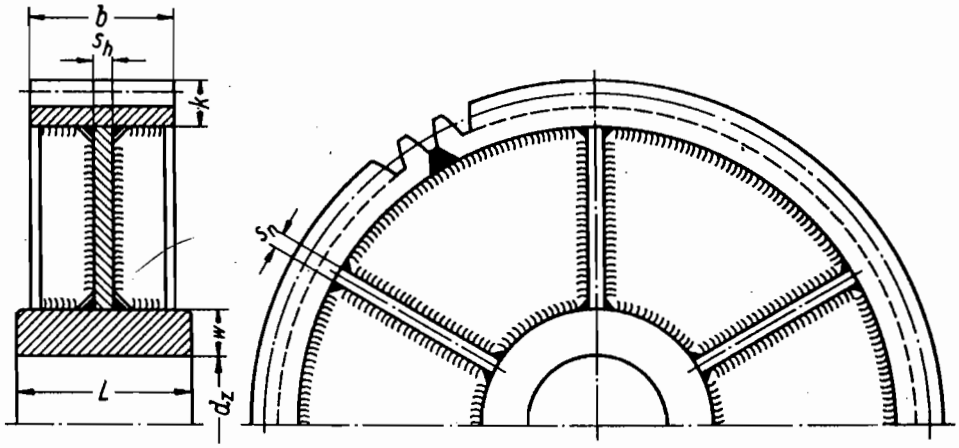
σ_f u N/mm² — savojno naprezanje u presjeku paoka,
F_t u N — nazivna obodna sila na diobenoj kružnici prema jednadžbi (312),
K_I — pogonski faktor prema tablici 125,
y u mm — krak obodne sile do opasnog presjeka,
Z — broj paoka,
W u mm³ — moment otpora presjeka paoka $= u \cdot h_n^2 \cdot s_h/6$, ako je u broj glavnih rebara presjeka jednog paoka.

Za dopušteno savojno naprezanje može se uzeti dop $\sigma_f \approx 0{,}25\ \sigma_M$ (σ_M = prekidna čvrstoća materijala zupčanika).

Tablica 125. Pogonski faktor K_I zupčanih parova

Radni stroj	Pogonski strojevi: elektro motor	turbina klipni stroj	jednocilindrični klipni stroj
Stroj za proizvodnju električne energije, prijenosnici za posmak, transporteri, laka dizala i dizalice, turbinska puhala i kompresori, miješalice za ravnomjernu gustoću	1	1,25	1,5
Glavni pogon alatnih strojeva, teška dizala, okretni uređaji dizalica, jamski ventilatori, miješalice za nejednakomjernu gustoću, klipne pumpe s više cilindara, pumpe za doziranje	1,25	1,5	1,75
Štance, škare, stroj za gnječenje gume, valjački stanovi i metalurški strojevi	1,75	2	2,25

U pojedinačnoj izradi, a i zbog smanjenja težine, *zupčanici se zavaruju.* Na glavinu od valjanog okruglog čelika zavaruje se ploča, koja nosi vijenac izrađen od plosnatog čelika savijanjem. Radi ojačanja konstrukcije dodaju se rebra (sl. 367). Ravna rebra ušteđuju na radovima rezanja. Budući da konstruktivni čelici imaju više mehanička svojstva nego sivi liv, zupčanici mogu biti osjetljivo lakši.



Slika 367. Zavareni zupčanik

Za dimenzioniranje mogu poslužiti slijedeće orijentacione veličine:

debljina ploče	$s_h \approx 0{,}8$ do $1\ m$
debljina rebara	$s_n \approx 0{,}7\ s_h$
duljina glavine	$L \approx d_z$
debljina stijenke glavine	$w = 0{,}2\ d_z + 8$ mm
debljina vijenca	$k \approx 3$ do $3{,}5\ m$

Kružni glavni šavovi računaju se na smik (vidi 1.1.5.).

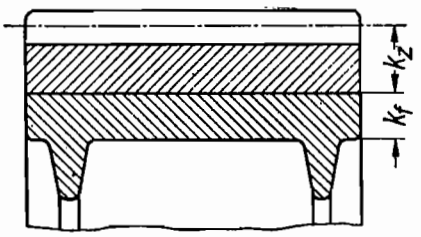
Zbog montaže i transporta vrlo veliki zupčanici rade se najčešće od dva dijela. Ravnina dijeljenja prolazi sredinom dvaju rebara i dvjema uzubinama. Obje polovine vežu se međusobno u blizini glavine i u blizini vijenca (usporedi sl. 301b na str. 273).

Veliki zupčanici visokoučinskih prijenosnika moraju imati vijence od visokovrijednih matrijala. Vijenci se kuju od odgovarajućeg čelika i toplo navlače na lijevane glavine (sl. 368). Glavina mora iza svakog drugog paoka imati radijalne upuste da bi se napetosti liva mogle izravnati. Prema iskustvu izvodi se:

debljina vijenca	$k_z = 0{,}8$ do $0{,}4\ (d/80 + 10\ \text{mm}) + 2{,}5\ m$,
debljina vijenca glavine	$k_f = 0{,}8$ do $1{,}4\ (d/80 + 18\ \text{mm})$

d = diobeni promjer

Manje vrijednosti kod užih, a veće kod širokih zupčanika.

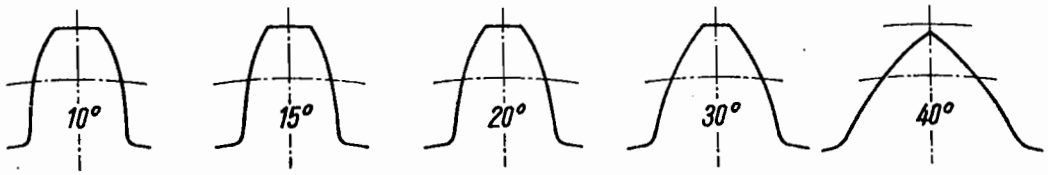


Slika 368. Na livenu glavinu naprešani vijenac

Nema nikakvog smisla da zubi budu nepotrebno široki. U tom slučaju, zbog mogućih grešaka ozubljenja i odstupanja u ležajima, zubi neće nositi na cijeloj širini. Ako npr. osi vratila nisu paralelne, nose samo krajevi zuba. Orijentacione *vrijednosti širina zupčanika* dane su u tablici 126. Mali zupčanik treba da bude nešto malo širi od velikog zupčanika (eventualno može biti i obratno). Zupčanik od plastične mase mora biti uvijek nešto malo uži od metalnog para, da bi se izbjeglo stvaranje srha na čelu zuba.

Ako je $z_1 < z_g$ potrebno je *izvršiti skraćenje glave zupčanika s unutarnjim ozubljenjem.*

Ograničenost broja zubi prema dolje jedan je od nedostataka evolventnog ozubljenja. Veći kut zahvatne linije snizuje granični broj zuba, no može dovesti do *zašiljenosti vrha zuba*, čak i ispod tjemene kružnice (sl. 353).

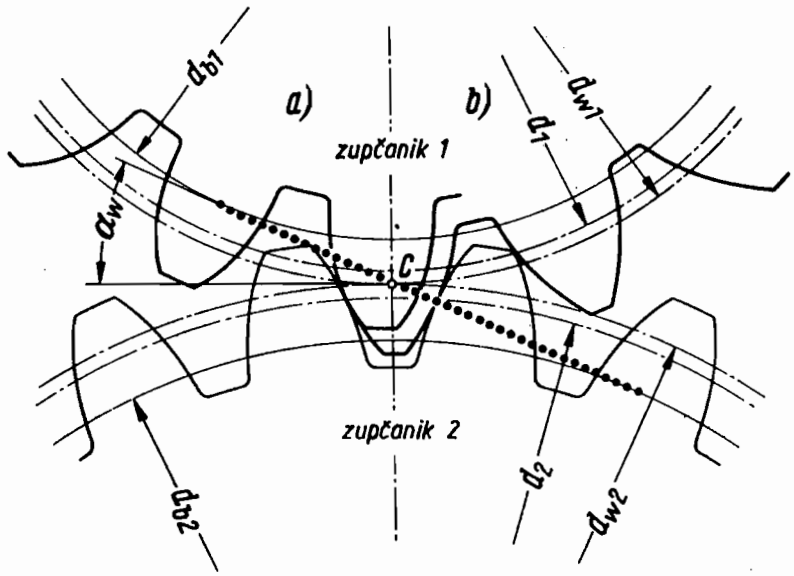


Slika 353. Utjecaj kuta zahvatne linije na oblik zuba

9.1.9. V-čelnici i V-prijenosnici s ravnim zubima

Za razliku od cikloidnog ozubljenja, evolventno ozubljenje je neosjetljivo na povećanje osnog razmaka. Jedino se time mijenja kut zahvatne linije, postaje veći i naziva se *pogonski kut zahvatne linije* (kut dodirnice profila) $\alpha_w > \alpha$ (sl. 354a). I kinematske kružnice se povećavaju na promjere d_{w1} i d_{w2}. Premda se kinematske i diobene kružnice više ne poklapaju, a tjemene i bočne zračnosti se povećavaju zbog razmicanja zupčanika, zahvat zubi je i nadalje kontinuiran i bezprijekoran.

Ovo svojstvo koristi se za tzv. *pomak profila.* Povećanje razmaka osi zapravo je razmicanje jednog zupčanika od drugog, pa se tjemena i bočna zračnost povećavaju. Da bi se tjemena zračnost dovela na prvotnu mjeru, mora se prema sl. 354b povećati tjemena kružnica zupčanika 1. Nadalje je potrebno produžiti bokove do nove tjemene kružnice i povećati podnožne kružnice. Da bi se izbjegla prevelika bočna zračnost svi lijevi bokovi zupčanika 1 moraju biti pomaknuti u smjeru oboda. Nakon tih mjera zahvat zubi je kao i ranije, prije razmicanja, bezprijekoran i pravilan. Ovaj *pozitivni pomak profila* pruža slijedeće prednosti:



Slika 354. Pozitivni pomak profila: *a*) NULTI zupčanik; *b*) V-PLUS zupčanik

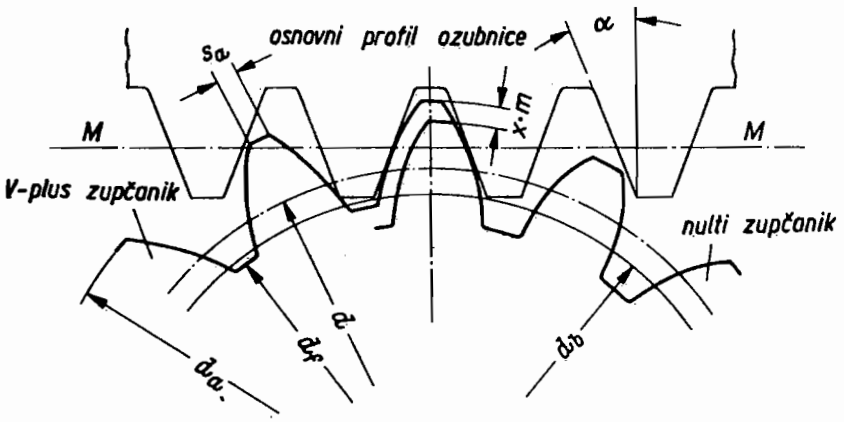
1. Povećanjem kuta zahvatne linije smanjuje se opasnost od podrezivanja.
2. Povećanje debljine zuba u korijenu, tako da je moguće prenositi veće sile.
3. Poboljšanje uvjeta klizanja bokova.
4. Mogućnost prilagođavanja razmaka osi na određene ugradbene zahtjeve.

Nepovoljna je povećana opasnost od zašiljenosti. Zupčanike s pomakom profila moguće je izrađivati odvalnim postupkom, alatima u obliku zupčanika i u obliku ozubnice, s time da se alat za određenu veličinu odmakne od izratka.

Moguć je *negativni pomak profila*, ako se smanji tjemeni promjer kola, a alat za određenu veličinu pomakne izratku. Pri sparivanju tako dobivenog *V-MINUS* zupčanika s NULTIM dobiva se pogonski kut zahvatne crte $\alpha_w < \alpha$. Negativni pomak profila povećava opasnost podrezivanja, a zubi postaju tanji.

NULTI, V-PLUS i V-MINUS zupčanici mogu se proizvoljno međusobno sparivati. Dobiveni razmak osi *a* odgovarat će vrsti i veličini pomaka profila. Prema sparivanju dobivaju se slijedeće vrste parova (prijenosnika):

1. *NULTI* parovi, ako se sparuju dva NULTA zupčanika.
2. *V-NULTI* parovi, ako se sparuje jedan V-PLUS i jedan V-MINUS zupčanik, a njihov razmak osi ostane nepromijenjen.
3. *V-PLUS parovi*, ako se sparuju V-zupčanici ili jedan V-PLUS i jedan NULTI zupčanik, ali tako da razmak osi postane veći od razmaka koji odgovara NULTIM parovima.
4. *V-MINUS parovi*, ako se sparuju V-zupčanici ili jedan V-MINUS i jedan NULTI zupčanik, ali tako da razmak osi postane manji od razmaka koji odgovara NULTIM parovima.



Slika 355. V-PLUS zupčanik i standardni profil ozubnice

Pomak profila na zupčaniku modula $m=1$ označava se prema DIN 3992 i JUS M.C1.012 kao *faktor pomaka profila* x. Stvarni *pomak profila* iznosi $x \cdot m$ (sl. 355). *Dimenzije V-zupčanika* izračunavaju se onda ovako:

$$\textit{promjer diobene kružnice} \quad d = z \cdot m \tag{277}$$

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \quad d_a = d + 2x \cdot m + 2h_a \tag{278}$$

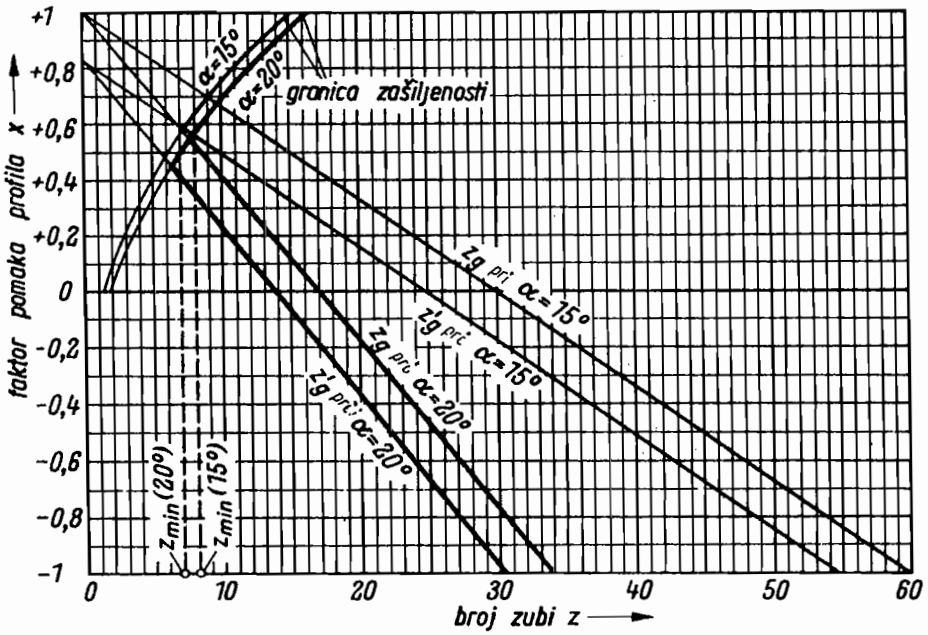
promjer podnožne kružnice $d_f = d + 2x \cdot m - 2h_t$ (279)

promjer temeljne kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha$ (280)

z	broj zubi zupčanika (kod unutarnjeg ozubljenja negativan),
m u mm	modul ozubljenja (tablica 124 i 124a),
x	faktor pomaka profila,
h_a u mm	tjemena visina zuba, u pravilu $h_a = m$,
h_f u mm	podnožna visina zuba, u pravilu $h_f = 1{,}2\ m$,
α u °	kut zahvatne linije NULTIH parova, u pravilu $\alpha = 20°$

Kod pozitivnog pomaka i *vrijednosti faktora pomaka* x *su pozitivne*, kod negativnog pomaka *negativne*.

Iz gornjeg dijela slike 356 može se očitati koliko najniže smiju biti veličine faktora pomaka kod $\alpha = 20°$ i $\alpha = 15°$ pri $z < 14$ odnosno 17 ($\alpha = 20°$) i $z < 25$ odnosno 30 ($\alpha = 15°$), da bi bila izbjegnuta praktička i teoretska mogućnost podrezivanja. Pri tome je pretpostavljeno da se ozubljenje vrši alatom u obliku ozubnice. Veličina faktora pomaka mora ležati ispod krivulje označene kao *granica zašiljenosti* (stvaranje zašiljenog tjemena zuba). U donjem dijelu slike dane su granične vrijednosti broja zuba za negativne pomake profila.



Slika 356. Utjecaj pomaka profila na granične vrijednosti broja zuba z'_g i z_g kod $\alpha = 20°$ i $\alpha = 15°$ prema DIN 3960

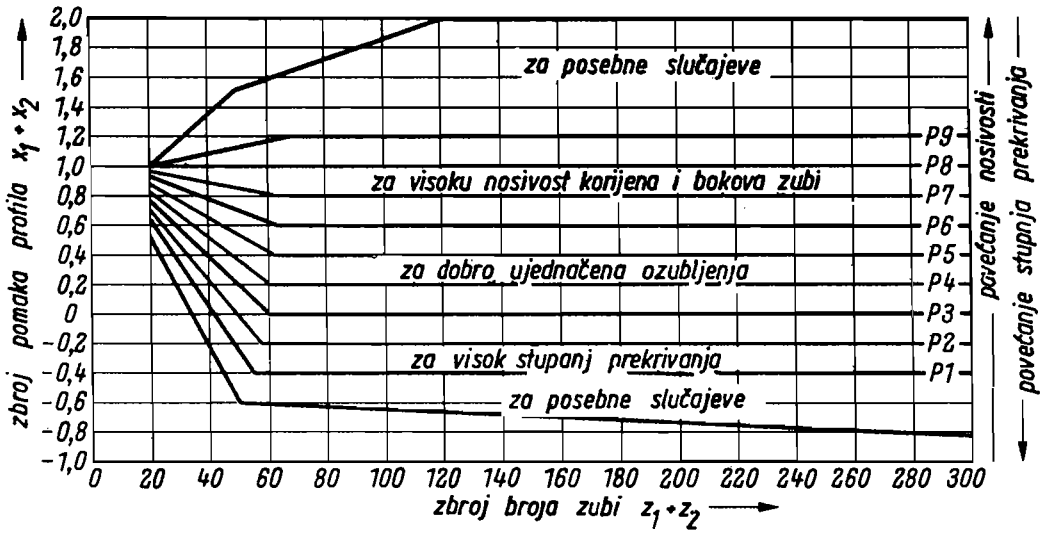
U DIN 3994 i 3995 standardizirano je tzv. **0,5-ozubljenje.** To su zupčanici s pozitivnim pomacima s $x = 0{,}5$.

U principu se faktori pomaka profila x_1 i x_2 zupčanika mogu birati proizvoljno. Ne smije, međutim, izborom pomaka kasnije kod sparivanja zupčanika doći do smetnji u zahvatu. To znači da u zahvatu smiju biti samo evolventni dijelovi bokova zuba. Do smetnji u zahvatu može doći nepovoljnim izborom pomaka, bilo na podnožju malog zupčanika 1, bilo na podnožju velikog

zupčanika 2 i to radi nedovoljnih duljina podnožnih dijelova evolvente. Smetnje se u takvom slučaju otklanjaju skraćenjem tjemene visine glave.

Tjemene debljine zuba ne smiju biti ispod određene minimalne veličine, u pravilu $s_a = 0{,}4 \cdot m$ (vidi sl. 355, na str. 338). Isto tako ne smije biti smanjena ni tjemena zračnost, koja u pravilu iznosi $c = 0{,}2\,m$ (vidi sl. 350, na str. 335).

Slika 357 daje uputstva za svrsishodan izbor sume faktora pomaka profila $x_1 + x_2$ u zavisnosti od zbroja zubi $z_1 + z_2$. Linije P1 do P9 služe za označavanje pojedinih svojstava ozubljenja. Za ozubljenja koja treba da su u odnosu na nosivost i bučnost dobro ujednačena, preporučuju se područja P3 do P6. O stupnju prekrivanja, koji se spominje na slici, bit će govora u poglavlju 9.1.10. na str. 343.



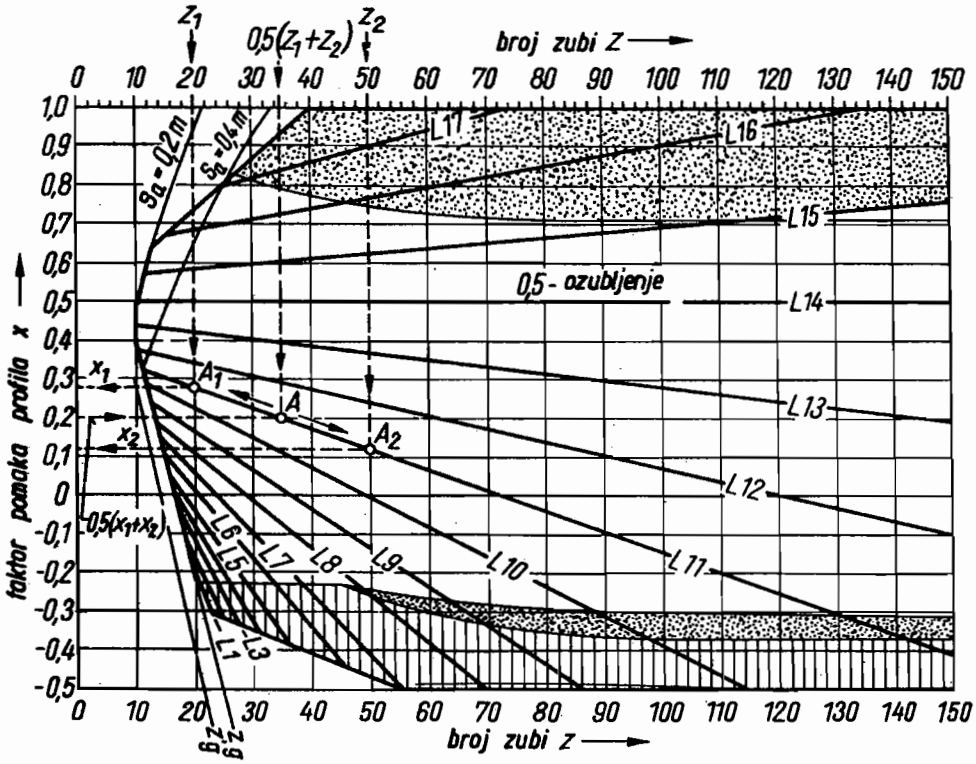
Slika 357. Izbor sume faktora pomaka profila x_1 i x_2 prema DIN 3992

Podjela faktora pomaka profila x_1 i x_2 vrši se prema slici 358 (za reducirane prijenosne omjere; za multiplikatore vidi DIN 3992). Na sl. 358 ucrtane su linije sparivanja L1 do L17. One su tako odabrane da predstavljaju linije jednake opteretivosti korijena zuba malog i velikog zupčanika, odnosno linije jednakih naprezanja u presjeku korijena zuba. Faktori pomaka x_1 i x_2 treba da budu tako podijeljeni da leže na istoj liniji sparivanja. U tu svrhu dan je primjer sa $z_1 = 20$ i $z_2 = 50$ zuba:

Najprije se sa slike 357, za $z_1 + z_2 = 70$, odabere iz područja P5 $x_1 + x_2 = 0{,}4$. Na sl. 358 točka A dobivena je iz $0{,}5\,(z_1 + z_2) = 35$ i $0{,}5\,(x_1 + x_2) = 0{,}2$. Točka A leži na liniji L11. Od točke A ide se uzduž L11, lijevo i desno do $z_1 = 20$ i $z_2 = 50$ i dobivaju točke A_1 i A_2. Ordinate točaka A_1 i A_2 su $x_1 = 0{,}28$ i $x_2 = 0{,}12$.

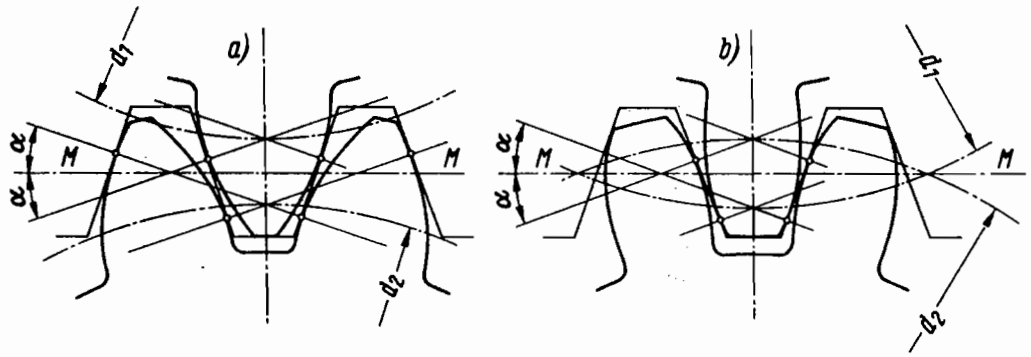
Ne padne li točka A na neku od linija sparivanja, treba kroz A povući liniju čiji tok odgovara bližoj liniji sparivanja. Iz tako povučene linije dobivaju se na isti način točke A_1 i A_2.

U srednjem, bijelom dijelu slika 358,nalazi se područje u kojem se ne javljaju smetnje u zahvatu. Skraćenja tjemene visine zuba u ovom području nisu potrebna. U istočkanom području neće doći do smetnji u zahvatu samo



Slika 358. Raspodjela sume faktora pomaka profila x_1 i x_2 na oba zupčanika prema DIN 3992 (pri redukciji broja okretaja)

onda kada su tjemeni promjeri zupčanika toliko smanjeni da postoji normalna tjemena zračnost $c > 0{,}2$ *m*. To znači da tjemeni promjeri imaju veličine dane jednadžbama (286) i (287). Samo u donjem dijelu slike, označeno vertikalnom šrafurom, javljaju se smetnje u zahvatu Za to područje bila bi neophodna veća skraćenja tjemenog dijela zuba. Zbog toga po mogućnosti izbjegavamo pomake profila toga područja.



Slika 359. Nastajanje dodatne bočne zračnosti kod sparivanja V-zupčanika (prikaz zračnosti je preuveličan)
a) dva V-PLUS zupčanik; *b*) dva zupčanika V-MINUS

Ako se dva zupčanika sparuju u V-PAR, dolazi do *dodatne bočne zračnosti* (sl. 359). Da bi se to otklonilo, mora se razmak osi posebno podesiti, tj. razmak osi mora biti manji nego što proizlazi iz sume faktora pomaka.

Ovdje se zato uvode

faktor pomaka razmaka osi $$B=2\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} \tag{281}$$

$$B_v\approx\frac{B}{\sqrt[4]{1+13B}} \tag{282}$$

Ako je B_v zadan, a da B treba izračunati, iznosi

$$B\approx B_v\sqrt{1+7B_v} \tag{283}$$

S izračunatim faktorom pomaka osi B_v, dobiva se jednadžba za stvarno potreban razmak osi

V-razmak osi $$a_V=(r_1+r_2)(1+B_v) \tag{284}$$

Ako ovako nastali dodatni razmak osi ne smeta, tj. ako pri istom smjeru vrtnje ne dođe do kolebanja okretnog momenta, pa time ni do dodatnih unutarnjih dinamičkih sila, može se osni razmak izvesti u dimenzijama prema jednadžbi

P-razmak osi $$a_P=(r_1+r_2)+(x_1+x_2)\,m \tag{285}$$

Moraju se zapravo izvoditi razmaci koji leže između a_V i a_P, tj.

$$a=a_V \ldots a_P$$

Ako pomaci profila leže u području smetnji zahvata (istočkani dio na sl. 358), pa zahtijevaju skraćenje tjemene visine glave, jednadžbe tjemenih promjera su

tjemeni promjer $$d_{a1}=2a-d_{f2}-2c \tag{286}$$

$$d_{a2}=2a-d_{f1}-2c \tag{287}$$

a u mm — utvrđeni razmak osi,
d_{f1} i d_{f2} u mm — podnožni promjer zupčanika prema jednadžbi (279) na str. 339,
c u mm — potrebna tjemena zračnost, u pravilu $c=0{,}2\,m$.

S utvrđenim razmakom osi a može se izračunati *pogonski kut zahvatne linije* α_w iz jednadžbe

$$\cos\alpha_w=\frac{r_1+r_2}{a}\cos\alpha \tag{288}$$

a osim toga

promjer kinematske kružnice $$d_{w1}=\frac{2a}{u+1} \tag{289}$$

$$d_{w2}=2a-d_{w1} \tag{290}$$

u je kinematski omjer prema jednadžbi (265) na str. 326.

Treba obratiti pažnju da su *za unutarnje ozubljenje* z_2, u, a i d_{w2} *negativni*! Kod $z_2=\infty$ (ozubnica) ne mijenja se profil ni pri bilo kako velikom pomaku

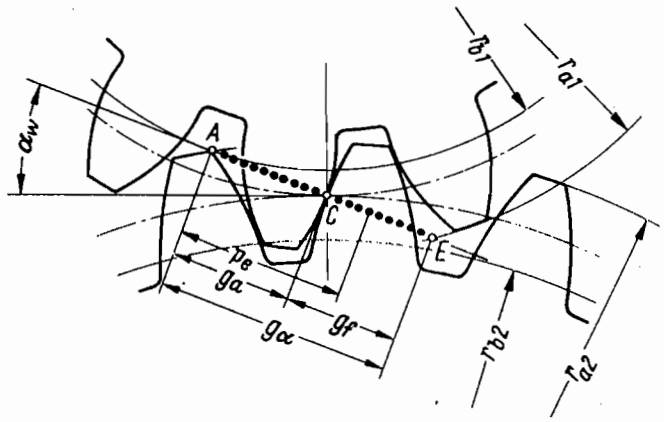
profila. Iz toga proizlazi da *pomak profila na velikom zupčaniku ne donosi mnogo*, osobito onda ako je broj zuba velik. Zbog povećanja nosivosti se u specijalnim slučajevima, ako to stupanj prekrivanja dopušta (vidi 9.1.10.), ide na $\alpha = 26°$ ili $28°$.

NULTI zupčanici mogu se promatrati kao V-zupčanici sa faktorom pomaka profila $x = 0$.

9.1.10. Stupanj prekrivanja

Zbog postizanja kontinuiranog okretnog gibanja, bez eventualnih prekida, mora novi par zubi ući u zahvat prije nego što par zubi koji je u zahvatu izađe iz zahvata. To znači da mora postojati prekrivanje.

Kada prema slici 360 točka A na zahvatnoj liniji prijeđe put koraka zahvata p_e, slijedeći par zubi ulazi u zahvat. To znači da postoji prekrivanje ako je put zahvata (dodirnica profila) $g_\alpha = g_a + g_f$ dulji od koraka zahvata p_e. Radi toga označavamo kao *prekrivanje profila* ili *stupanj prekrivanja* odnos između puta zahvata g_α i koraka zahvata p_e, tj. $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_e$.



Slika 360. Prekrivanje profila
g_a put zahvata tjemena zupčanika 2;
g_f put zahvata podnožja zupčanika;
g_α put zahvata (dodirnica profila)

Iz geometrijskih odnosa proizlazi stupanj prekrivanja za

vanjsko ozubljenje

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sin \alpha_w \cdot a}{p_e} \tag{291}$$

prijenosnik s ozubnicom

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \dfrac{m(1 - x_1)}{\sin \alpha} - \sin \alpha \cdot r_1}{p_e} \tag{292}$$

unutarnje ozubljenje

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - \sin \alpha_w \cdot a}{p_e} \tag{293}$$

r_{a1}, r_{a2} u mm	tjemeni promjeri zupčanika,
r_{b1}, r_{b2} u mm	promjeri temeljnih kružnica,
r_1 u mm	diobeni promjer zupčanika 1,
α u °	kut zahvatne linije NULTIH zupčanika, u pravilu $\alpha=20°$,
α_w u °	pogonski kut zahvatne linije [jednadžba (288), na str. 342] kod NULTIH parova $\alpha_w=\alpha$,
a u mm	stvarni razmak osi (kod unutarnjeg ozubljenja negativan),
m u mm	modul ozubljenja
x_1	faktor pomaka profila na zupčaniku 1,
p_e u mm	korak zahvata = temeljni korak = $p\cos\alpha=m\cdot\pi\cdot\cos\alpha$.

Treba da je uvijek $\varepsilon_\alpha \geqq \mathbf{1{,}1}$!

Ako je za prijenosnik koji treba projektirati broj zubi zadan (određen), a modul nije još izračunat, može se pri proračunu stupnja prekrivanja uvrstiti $m=1$. Naime, apsolutna veličina zupčanika ne utječe na stupanj prekrivanja.

9.1.11. Nisko i visoko ozubljenje

Pod pojmom zajedničke visine zuba h_g podrazumijevamo sumu visina zuba mjerenu od kinematskih kružnica obaju zupčanika. Kod NULTOG para s visinom zuba $h_a=m$ (vidi sl. 349, str. 332) je $h_g=h_{a1}+h_{a2}=2m$. Zajednička visina zuba svodi se pomoću faktora visine zuba y na standardni modul (tablica 124 i 124a str. 333), pa je

$$\textit{zajednička visina zuba} \qquad h_g=2y\cdot m \tag{294}$$

Za čelnike standardnog profila DIN 867 i JUS M.C1.015 je $y=1$. Ozubljenje sa $y<1$ označavamo kao *nisko ozubljenje*, a sa $y>1$ kao *visoko ozubljenje*.

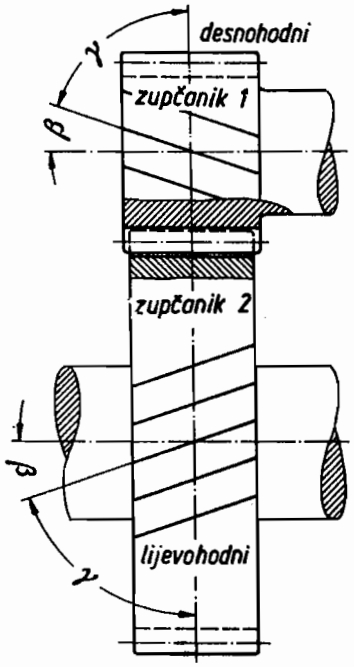
9.1.12. Nulti čelnici s kosim (helikoidnim) zubima

Zubi čelnika s kosim (helikoidnim) zubima zakošeni su prema osi vrtnje za kut koji zatvara linija boka zuba na diobenom cilindru s osi vrtnje, a naziva se *kut nagiba boka zuba* β. Ako se sparuju dva čelnika s kosim zubima, moraju se nagibi bokova zuba poklapati u kinematskom polu. To znači da oba zupčanika moraju imati kutove nagiba bokova zuba, po veličini jednake, a po smjeru suprotne. Razlikujemo zato *zupčanike s desnim i lijevim usponom* (sl. 361).

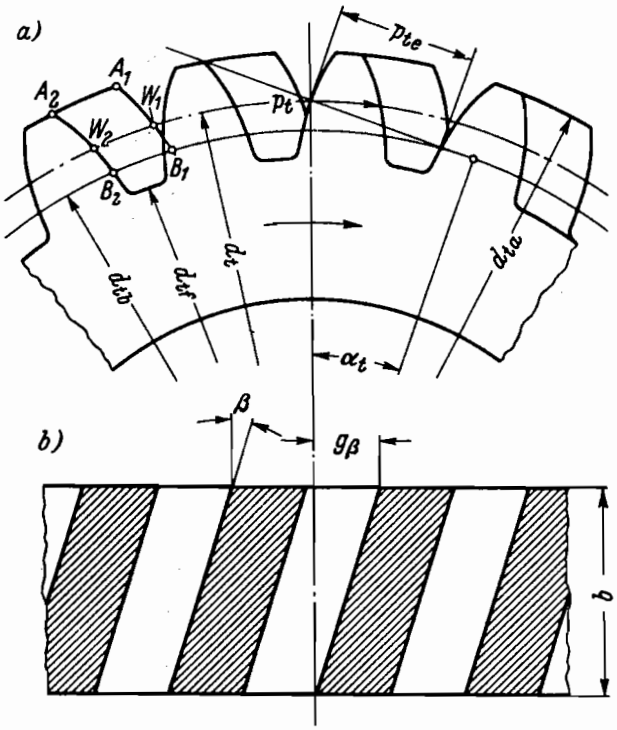
Budući da su kinematske površine zupčanika zakrivljene, imaju i uzdužne linije bokova zakrivljenja u obliku zavojnice. Kod vrlo širokih zupčanika bili bi zubi, slično kao navoji na vijku, navijeni na diobeni cilindar pod *kutom uspona* $\gamma=90-\beta$. Čelnici s kosim zubima nazivaju se zato i *vijčanici*. Slika 362 pokazuje pogled na čelo čelnika s kosim zubima i razvijeni plašt diobenog cilindra.

Čelnici s kosim zubima mogu se izrađivati pomoću normalnih alata, ako su oni pri izradi nagnuti prema izratku za kut nagiba boka β. Standardno 20° ozubljenje ne javlja se u tom slučaju u čeonom (bočnom) presjeku (presjeku

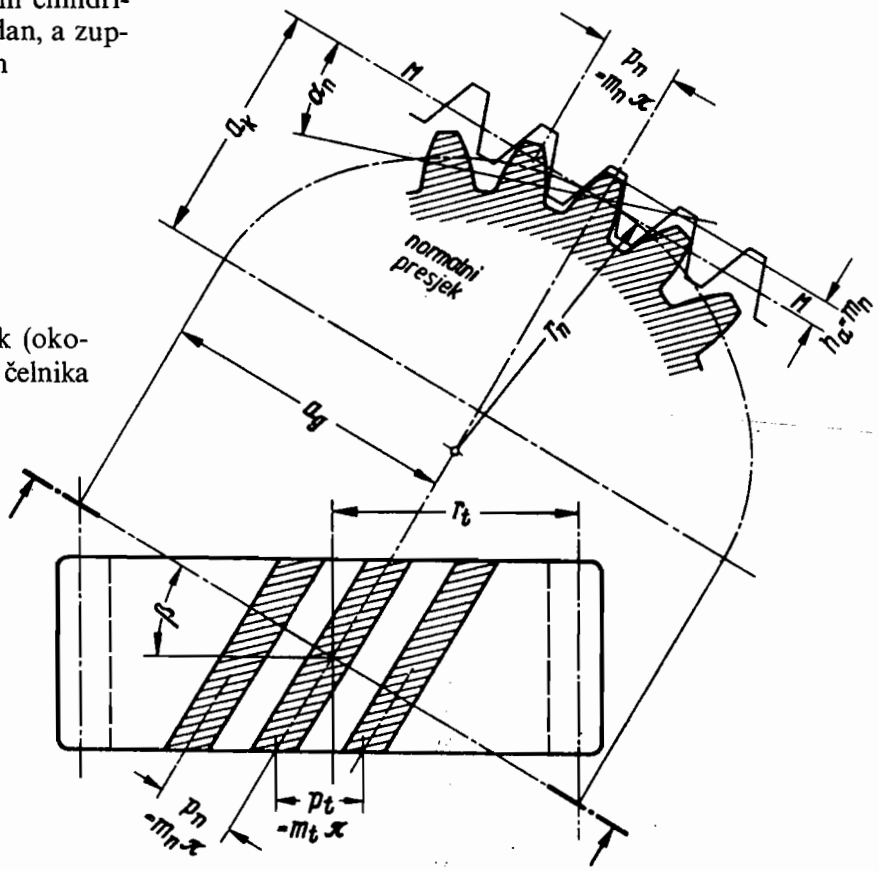
okomitom na os vrtnje), nego u presjeku okomitom na uzdužnu liniju boka (normalni presjek, sl. 363). Tom presjeku odgovara i standardni profil DIN 867, JUS M.C1.015. Razlikujemo zato *normalni profil* s *normalnim kutom zahvatne linije* α_n i *čeoni* (*bočni*) *profil* s *čeonim* (*bočnim*) *kutom zahvatne linije* $\alpha_t > \alpha_n$.



Slika 361. Kut nagiba boka i kut uspona zupčanog para čelnika s kosim zubima, mjereni na diobenim cilindrima. Zupčanik 1 je desnohodan, a zupčanik 2 ljevohodan



Slika 362. Čelnik s kosim zubima
a) čelo (bok); *b*) razvijeni diobeni cilindar



Slika 363. Normalni presjek (okomit na uzdužnu liniju boka) čelnika s kosim zubima

Modul koji se odnosi na normalni profil nazivamo *normalnim modulom* m_n. Modul odabiremo prema standardu (tablice 124 i 124a). Modul koji se odnosi na čeoni (bočni) profil naziva se

$$\textit{čeoni (bočni) modul} \qquad m_t = m_n/\cos\beta \tag{295}$$

Iz toga proizlazi da je *normalni korak* $p_n = m_n \cdot \pi$, *čeoni (bočni) korak* $p_t = m_t \cdot \pi$, a *čeoni (bočni) kut zahvatne linije* izračunava se iz jednadžbe

$$\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta \tag{296}$$

S nabrojanim veličinama mogu se izračunati (vidi sl. 362)

$$\textit{promjer diobene kružnice} \qquad d_t = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta} \tag{297}$$

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \qquad d_{ta} = d_t + 2h_a \tag{298}$$

$$\textit{promjer podnožne kružnice} \qquad d_{tf} = d_t - 2h_f \tag{299}$$

$$\textit{promjer temeljne kružnice} \qquad d_{tb} = d_t \cdot \cos\alpha_t \tag{300}$$

$$\textit{NULTI razmak osi} \qquad a = r_{t1} + r_{t2} = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1 + z_2) \tag{301}$$

m_n u mm	normalni modul ozubljenja prema tablicama 124 i 124a,
β u °	kut nagiba boka zuba ozubljenja na diobenom cilindru,
h_a u mm	tjemena visina zuba, u pravilu $h_a = m_n$,
h_f u mm	podnožna visina zuba, u pravilu $h_f = 1{,}2\, m_n$
α_t u °	čeoni (bočni) kut zahvatne linije prema jednadžbi (296),
r_{t1}, r_{t2} u mm	radijusi diobenih kružnica u čeonom (bočnom) presjeku,
z_1, z_2	broj zubi zupčanika, kod unutarnjeg ozubljenja z_2 treba da ima negativan predznak!

Stupanj prekrivanja profila ε_α treba svesti na čeoni (bočni) presjek pa se proračunava po jednadžbama (291) do (293), s tim da se uvrštava $r_a = r_{ta}$, $r_b = r_{tb}$, $\alpha = \alpha_t$, $\alpha_w = \alpha_{tw}$, $m = m_n$, $r_1 = r_{t1}$ i $p_e = p_{te}$.

Najveći razmak između početne i krajnje točke linije boka (sl. 362) je *luk sprezanja bokova* $g_\beta = b \cdot \tan\beta$. Pri okretanju u smjeru strelice tjemena točka A_1 ulazi u zahvat, a točka A_2 je još izvan zahvata. Tek nakon što pri okretanju zupčanika jedna točka na diobenoj kružnici prevali put $W_1W_2 = b \cdot \tan\beta$, točka A_2 ulazi u zahvat. Nakon što je točka B_1 izašla iz zahvata, točka B_2 nalazi se još u zahvatu. Točka B_2 izaći će iz zahvata tek nakon što je na diobenoj kružnici prevaljen put $W_1W_2 = b \cdot \tan\beta$. Odnos između luka sprezanja bokova $b \cdot \tan\beta$ i diobenog koraka p_t je radi toga

$$\textit{stupanj sprezanja bočnih linija} \qquad \varepsilon_\beta = g_\beta/p_t = b \cdot \tan\beta/p_t \tag{302}$$

Zahvat čelnika s kosim zubima traje prema tome dulje nego zahvat čelnika s ravnim zubima. Budući da zub ne ulazi u zahvat istodobno cijelom svojom širinom, nego postepeno točka za točkom, rad čelnika s kosim zubima je osjetljivo tiši od rada čelnika s ravnim zubima. Zbog mirnoće rada bira se

kut nagiba boka β tako da je $\varepsilon_\beta \approx 1$. Najčešće je $\beta \approx 8°$ do 25°; manji kutovi ne donose nikakve prednosti, a veći izazivaju velike aksijalne komponente sila, koje moraju biti uhvaćene ležajima.

Kinematski cilindar daje u normalnom presjeku (sl. 363) elipsu čija je kraća poluos $a_k = r_t$, a dulja $a_g = r_t/\cos\beta$. Stvarni normalni profil javlja se samo na kraćoj poluosi. Svi ostali zubi su, radi zakrivljenja njihovih bokova, izobličeni. Na kraćoj poluosi radijus zakrivljenja elipse iznosi r_n. Čelnike s kosim zubima možemo radi toga zamisliti kao čelnike s ravnim zubima i normalnim profilom, kojemu odgovara standardni profil. Zubi s normalnim ozubljenjem nalaze se na fiktivnom diobenom promjeru s radijusom r_n. Ovom fiktivnom diobenom promjeru odgovara i fiktivni broj zubi, naime

$$\textit{fiktivni broj zubi} \qquad z_n \approx z/\cos^3\beta \tag{303}$$

Fiktivni broj zubi mjerodavan je za proračun graničnog broja zubi kao granice podrezanosti. Za čelnike s kosim zubima iznosi

$$\textit{praktički granični broj zubi} \qquad z'_{gs} \approx z'_g \cdot \cos^3\beta \tag{304}$$

gdje je $z'_g = 14$ praktički granični broj zubi NULTOG čelnika s ravnim zubima kod $\alpha = 20°$ [vidi str. 336 i jednadžbu (276)].

9.1.13. V-čelnici s kosim zubima

Izbor i podjela faktora pomaka profila x_1 i x_2 obavlja se kao i kod V-čelnika s ravnim zubima (vidi str. 340) prema sl. 357 i 358. Umjesto stvarnog broja zubi mjerodavni su fiktivni brojevi zubi z_{n1} i z_{n2}! Treba prema tome uvrštavati za $z_1 = z_{n1}$, a za $z_2 = z_{n2}$. Sa faktorima pomaka profila x dobiva se

$$\textit{promjer tjemene kružnice} \qquad d_{ta} = d_t + 2x \cdot m_n + 2h_a \tag{305}$$

$$\textit{promjer podnožne kružnice} \qquad d_{tf} = d_t + 2x \cdot m_n - 2h_f \tag{306}$$

Čeoni modul m_t, *čeoni kut zahvatne linije* α_t, *promjer diobene kružnice* d_t *i promjer temeljne kružnice* d_{tb}, ostaju nepromijenjeni [jednadžbe (295) do (297) i (300)].

Svedeno na fiktivne zupčanike, iznosi

$$\textit{faktor pomaka razmaka osi} \qquad B = 2\,\frac{x_1 + x_2}{z_{n1} + z_{n2}} \tag{307}$$

Faktor pomaka razmaka osi B_v izračunava se pomoću jednadžbe (282) na str. 342. Jednadžbe razmaka osi tada glase

$$\textit{V-razmak osi} \qquad a_V = (r_{t1} + r_{t2}) + (r_{n1} + r_{n2})\,B_v \tag{308}$$

$$\textit{P-razmak osi} \qquad a_P = (r_{t1} + r_{t2}) + (x_1 + x_2)\,m_n \tag{309}$$

Stvarni razmak osi može se kretati između $a = a_V \ldots a_P$.

Ako je u području mogućih smetnji zahvata (istočkani dio sl. 358) potrebno *skraćenje tjemene visine zuba*, treba izračunati *tjemene promjere* d_{ta1} i d_{ta2} prema jednadžbama (286) i (287), na str. 342.

Ako se razmak osi odabire, izračunava se čeoni *pogonski kut zahvatne linije* pomoću jednadžbe

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{r_{t1} + r_{t2}}{a} \cos \alpha_t \qquad (310)$$

Promjeri kinematskih kružnica d_{tw1} i d_{tw2} dobivaju se iz jednadžbi (289) i (290) na str. 342.

Granični broj zuba z'_{gS}, koji se kod pozitivnog pomaka još jedanput smanjuje, izračunava se pomoću jednadžbe (304). Pri tome se očitava z'_g sa slike 356, na str. 339.

Stupanj prekrivanja ε_α dobiva se analogno iz jednadžbi (291) do (293) na str. 343, ako se uvrsti za $r_a = r_{ta}$, $r_b = t_{tb}$, $\alpha = \alpha_t$, $\alpha_w = \alpha_{tw}$, $r_1 = r_{t1}$ i $p_e = p_{te}$. *Stupanj prekrivanja bočnih linija* ε_β izračunava se pomoću jednadžbe (302).

Kod *zupčanika sa zakrivljenim uzdužnim linijama bokova* (vidi sliku 339, na str. 325 mijenja se kut nagiba boka zuba β kontinuirano po cijeloj širini boka zuba, kao i kod čelnika s kosim zubima.

Kod V-zupčanika je *β kut nagiba boka zuba na diobenoj kružnici.*

NULTE čelnike s ravnim zubima možemo smatrati V-čelnicima s kosim zubima sa $\beta = 0°$ i $x = 0$.

9.2. Oblikovanje čelnika

Pri izboru materijala za izradu zupčanika treba da u prvom planu leži ekonomičnost. Pogonski faktori, vijek trajanja, brzina vrtnje i snaga, osnova su za izbor materijala. Određenu ulogu ima težina i raspoloživi ugradbeni prostor.

Za obodne brzine do $v = 1$ m/s, u posebnim slučajevima i do 2 m/s, dolaze u obzir zupčanici od *sivog i čeličnog lijeva* s neobrađenim zubima. Kod poljoprivrednih strojeva radi žilavosti i otpornosti na udare, prednost imaju, zupčanici od *temper lijeva*. Kora od lijevanja je vrlo otporna na trošenje, pa su lijevani zupčanici pogodni za prijenosnike koji su izloženi utjecajima prašine, pijeska, vlage i atmosferskim utjecajima. Kao primjeri upotrebe lijevanih neobrađenih zupčanika bile bi ručne dizalice, strojevi za dizanje, poljoprivredni strojevi i sl. Takvi zupčanici ne mogu se točno izraditi, pa moraju biti uzete u obzir mogućnosti većih grešaka u koncentričnosti, koraku, uzdužnoj liniji boka, profilu boka. Pri većim obodnim brzinama dovele bi takve greške do neizdržive buke i do loma. Na visoko turažne prijenosnike postavljaju se veći zahtijevi:

1. visoka otpornost na trošenje (dug vijek trajanja),
2. ravnomjeran, tihi rad,
3. visoka dinamička izdržljivost zubi.

Za ovakve zahtjeve dolaze u obzir zupčanici s obrađenim, odnosno prešanim zubima. U odnosu na otpornost na trošenje može se dati ovaj redoslijed materijala:

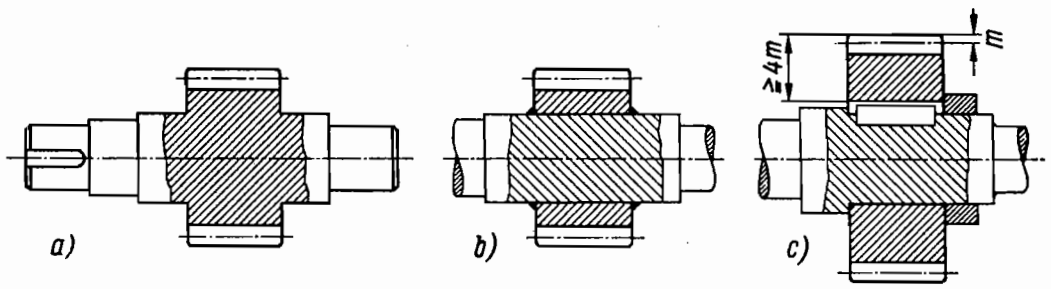
1. prešane umjetne smole,
2. sivi lijev,
3. nodularni lijev,
4. temper lijev,
5. čelični lijev,
6. konstrukcijski čelici,
7. čelici za poboljšavanje,
8. čelici za cementaciju.

Mali zupčanik izrađuje se obično od materijala boljih mehaničkih svojstava nego veliki. Mali zupčanik, radi veće brzine vrtnje, ulazi, češće u zahvat pa je to jače opterećen.

Prešane umjetne smole djeluju prigušno, a otporne su prema vodi, kiselinama i mnogim kemikalijama. Također su otporne prema kolebanjima temperatura. Ako otpornost na koroziju nije svojstvo koje treba da je mjerodavno za izbor materijala, valja zupčanike od prešanih umjetnih smola sparivati s glatko obrađenim zupčanicima od metala. U kemijskoj industriji nalazimo i zupčanike izrađene od *keramičkih materijala*, npr. pumpe za kiseline.

Visoku otpornost na trošenje dobivaju zupčanici izrađeni od čelika površinskim poboljšavanjem ili kaljenjem. Jezgro zuba mora ostati žilavo radi elastičnog preuzimanja udarnog opterećenja. Posebno tiho i jednoliko rade zupčanici kojih su bokovi nakon toplinske obrade fino ili najfinije obrađeni (brušeni, lepovani, polirani). Nezakaljeni zupčanici mogu se strojno strugati. Brzorotirajući prijenosnici zahtijevaju dobro podmazivanje. Bez podmazivanja istrošili bi se vrlo brzo i zupčanici s poboljšanim i zakaljenim bokovima.

Ako *mali zupčanik* ima mali promjer diobene kružnice u odnosu na vratilo, zupčanik i vratilo se izrađuju kao jedan komad (sl. 364a). Koji puta se prije ozubljenja vijenac zavaruje na vratilo (sl. 364b). U ovom posljednjem slučaju je opseg potrebne obrade skidanjem čestica manji, pa izrada može biti jeftinija. Mali (pogonski) zupčanici većih dimenzija pričvršćuju se na vratilo pomoću pera (sl. 364c). Kod velikih okretnih momenata zupčanik se pričvršćuje na klinasto ili poligono vratilo. Zbog zareznog djelovanja utora za pero, razmak između tjemene kružnice do dna utora za pero treba da iznosi najmanje $4\,m$ (m = modul).



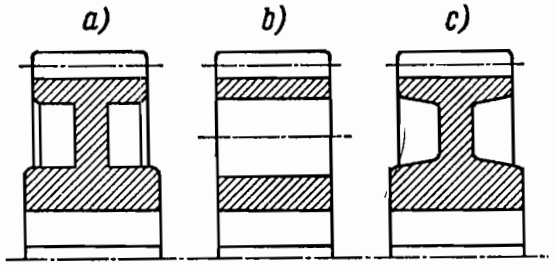
Slika 364. Oblikovanje malih (pogonskih) zupčanika
a) mali zupčanik i vratilo od jednog dijela; *b*) vijenac zavaren na vratilo; *c*) mali zupčanik naklinjen na vratilo pomoću pera

Zbog smanjenja masa koje rotiraju dio materijala *većih čeličnih zupčanika* rađenih od punog profila odstranjuje se tokarenjem (sl. 365a) ili bušenjem (sl. 365b). Kod livenih zupčanika se glavina i vijenac povezuju tankom pločom i ojačavaju rebrima (sl. 365c). Zupčanici koji treba da imaju mogućnost uzdužnog pomicanja po vratilu dobivaju u glavini klinast profil radi mogućnosti prijenosa okretnog momenta, (vidi 2.3.3.). *Veliki zupčanici* su gotovo uvijek

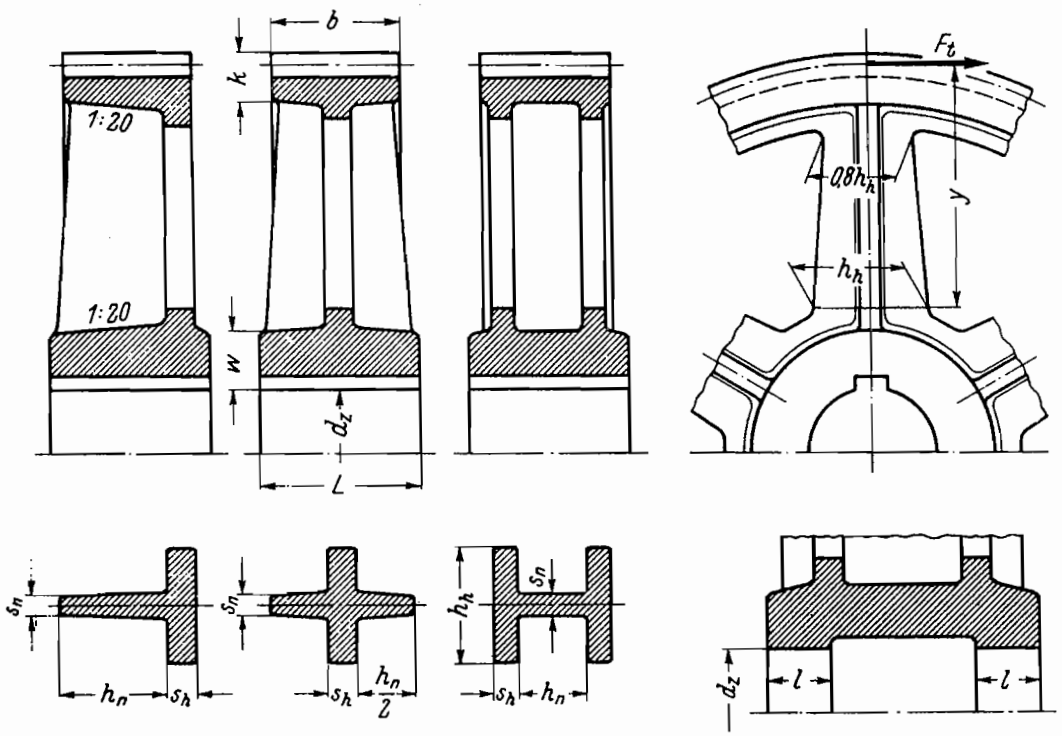
liveni. Vijenac je paocima povezan s glavinom (sl. 366). Kod velikih zupčanika paoci su najčešće I presjeka. Prema iskustvu uzima se $z=4$ do 8 paoka, odnosno

$$\textit{broj paoka} \qquad Z \approx \sqrt{f \cdot d} \qquad (311)$$

$f=0{,}021\,\mathrm{mm}^{-1}$ kod nedijeljenih zupčanika, $=0{,}0156\,\mathrm{mm}^{-1}$ kod dijeljenih zupčanika,
d u mm promjer diobene kružnice zupčanika.



Slika 365. Izvedbe čelnika
a) tokareno iz punog; *b*) tokareno iz punog i bušeno; *c*) lijevani zupčanik



Slika 366. Veliki liveni zupčanik

Uobičajene dimenzije prema slici 366 su slijedeće:

visina glavnog rebra	$h_h \approx 8$ do $10\,m$,
visina sporednog rebra	$h_n \approx 6$ do $8\,m$
debljina glavnog rebra	$s_h \approx 1{,}5$ do $2\,m$
debljina sporednog rebra	$s_n \approx 0{,}7\,s_h$
duljina dijela glavine	$l \approx 0{,}5\,d_z$
duljina glavine	$L \approx b + 0{,}25\,d \geqq 1{,}2\,d_z$
debljina stijenke glavine	$w \approx 0{,}4\,d_z + 10$ mm za sivi liv
	$w \approx 0{,}3\,d_z + 10$ mm za čelični liv
debljina vijenca	$k \approx 4\,m$

Izvrtina duljih glavina proširuje se u sredini (sl. 366), tako da samo na krajevima duljinom l sjedi na vratilu. To olakšava i pojeftinjuje izradu.

Na diobenoj kružnici djeluje

nazivna obodna sila $$F_t = T_1/r_1 = P_1/v \qquad (312)$$

F_t u N — prosječna vrijednost obodne sile na diobenom promjeru,
T_1 u Nm — nazivni okretni moment malog zupčanika,
r_1 u m — diobeni promjer malog zupčanika, kod čelnika s kosim zubima treba uvrstiti r_{t1},
p_1 u W — nazivna snaga koju treba prenijeti malim zupčanikom,
v u m/s — obodna brzina diobenih kružnica $= d_1 \cdot \pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1}.

Obodna sila opterećuje paoke na savijanje. Budući da se obodna sila ne raspoređuje ravnomjerno na sve paoke, uzima se da samo 1/4 paoka nosi, a od ovih opet samo glavna rebra, položena u smjeru okretanja. Sporedna rebra sa svojim malim momentom otpora ne uzimaju se u račun. Uzimajući u obzir udarna opterećenja koja proizlaze iz uvjeta pogona (pogonski i radni stroj), iznosi

naprezanje na savijanje $$\sigma_f = \frac{F_t \cdot K_I \cdot y}{(Z/4) \cdot W} \qquad (313)$$

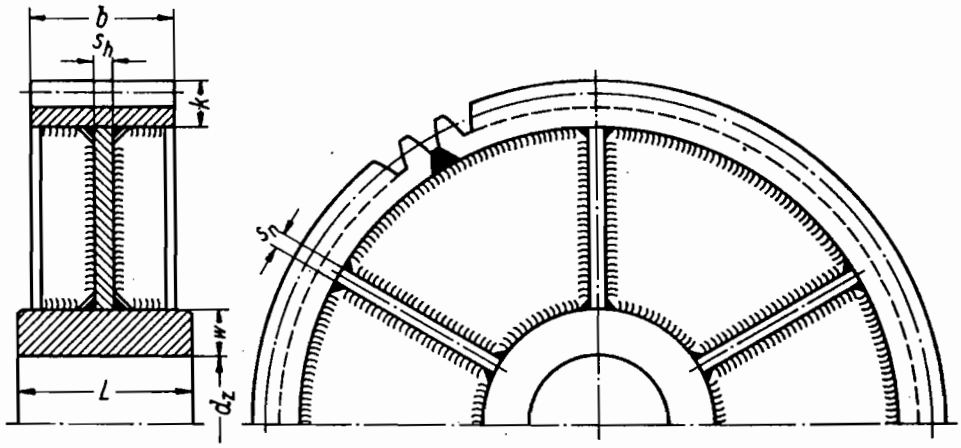
σ_f u N/mm² — savojno naprezanje u presjeku paoka,
F_t u N — nazivna obodna sila na diobenoj kružnici prema jednadžbi (312),
K_I — pogonski faktor prema tablici 125,
y u mm — krak obodne sile do opasnog presjeka,
Z — broj paoka,
W u mm³ — moment otpora presjeka paoka $= u \cdot h_h^2 \cdot s_h/6$, ako je u broj glavnih rebara presjeka jednog paoka.

Za dopušteno savojno naprezanje može se uzeti dop $\sigma_f \approx 0{,}25\ \sigma_M$ (σ_M = prekidna čvrstoća materijala zupčanika).

Tablica 125. Pogonski faktor K_I zupčanih parova

Radni stroj	Pogonski strojevi: elektro motor	turbina klipni stroj	jednocilindrični klipni stroj
Stroj za proizvodnju električne energije, prijenosnici za posmak, transporteri, laka dizala i dizalice, turbinska puhala i kompresori, miješalice za ravnomjernu gustoću	1	1,25	1,5
Glavni pogon alatnih strojeva, teška dizala, okretni uređaji dizalica, jamski ventilatori, miješalice za nejednakomjernu gustoću, klipne pumpe s više cilindara, pumpe za doziranje	1,25	1,5	1,75
Štance, škare, stroj za gnječenje gume, valjački stanovi i metalurški strojevi	1,75	2	2,25

U pojedinačnoj izradi, a i zbog smanjenja težine, *zupčanici se zavaruju.* Na glavinu od valjanog okruglog čelika zavaruje se ploča, koja nosi vijenac izrađen od plosnatog čelika savijanjem. Radi ojačanja konstrukcije dodaju se rebra (sl. 367). Ravna rebra uštеđuju na radovima rezanja. Budući da konstruktivni čelici imaju više mehanička svojstva nego sivi liv, zupčanici mogu biti osjetljivo lakši.



Slika 367. Zavareni zupčanik

Za dimenzioniranje mogu poslužiti slijedeće orijentacione veličine:

debljina ploče	$s_h \approx 0{,}8$ do $1\ m$
debljina rebara	$s_n \approx 0{,}7\ s_h$
duljina glavine	$L \approx d_z$
debljina stijenke glavine	$w = 0{,}2\ d_z + 8$ mm
debljina vijenca	$k \approx 3$ do $3{,}5\ m$

Kružni glavni šavovi računaju se na smik (vidi 1.1.5.).

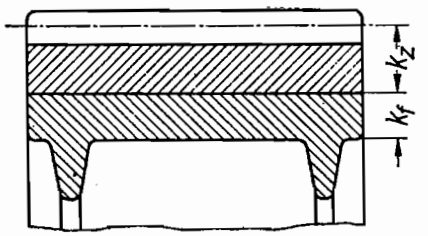
Zbog montaže i transporta vrlo veliki zupčanici rade se najčešće od dva dijela. Ravnina dijeljenja prolazi sredinom dvaju rebara i dvjema uzubinama. Obje polovine vežu se međusobno u blizini glavine i u blizini vijenca (usporedi sl. 301b na str. 273).

Veliki zupčanici visokoučinskih prijenosnika moraju imati vijence od visokovrijednih matrijala. Vijenci se kuju od odgovarajućeg čelika i toplo navlače na lijevane glavine (sl. 368). Glavina mora iza svakog drugog paoka imati radijalne upuste da bi se napetosti liva mogle izravnati. Prema iskustvu izvodi se:

debljina vijenca	$k_z = 0{,}8$ do $0{,}4\ (d/80 + 10\ \text{mm}) + 2{,}5\ m$,
debljina vijenca glavine	$k_f = 0{,}8$ do $1{,}4\ (d/80 + 18\ \text{mm})$

d = diobeni promjer

Manje vrijednosti kod užih, a veće kod širokih zupčanika.



Slika 368. Na livenu glavinu naprešani vijenac

Nema nikakvog smisla da zubi budu nepotrebno široki. U tom slučaju, zbog mogućih grešaka ozubljenja i odstupanja u ležajima, zubi neće nositi na cijeloj širini. Ako npr. osi vratila nisu paralelne, nose samo krajevi zuba. Orijentacione *vrijednosti širina zupčanika* dane su u tablici 126. Mali zupčanik treba da bude nešto malo širi od velikog zupčanika (eventualno može biti i obratno). Zupčanik od plastične mase mora biti uvijek nešto malo uži od metalnog para, da bi se izbjeglo stvaranje srha na čelu zuba.

Tablica 126. Orijentacione vrijednosti širina zuba b i minimalni broj zuba z_1 čelnika

Zubi rezani	Zupčanici na krutim vratilima uloženim u kvalitetne valjne ležaje na krutim temeljima	$b \leqq 30$ do $40\,m$
	Zupčanici u normalnim kućištima prijenosnika uležišteni u valjne i klizne ležaje	$b \leqq 25\,m$
	Zupčanici na čeličnim konstrukcijama, nosačima i sl.	$b \leqq 15\,m$
	Zupčanici s najboljim ležištenjem kod visokoučinskih prijenosnika	$b \leqq 2\,d_1$
Zubi sirovo liveni	Konzolno uležišteni zupčanici	$b \leqq 10\,m$
Zupčanici velikih obodnih brzina ($v > 4$ m/s) i za prijenos velikih sila, ako je $\varepsilon_\alpha > 1{,}5$		$z_1 \geqq 16$
Zupčanici srednjih obodnih brzina ($v = 0{,}8$ do 4 m/s)		$z_1 \geqq 12$
Zupčanici malih obodnih brzina ($v < 0{,}8$ m/s) ili kod prijenosa malih sila za podređene svrhe		$z_1 \geqq 10$
Principijelno kod vanjskih ozubljenja		$z_1 + z_2 \geqq 24$
Principijelno kod unutarnjeg ozubljenja		$z_2 \geqq z_1 + 10$

Zubi visokoučinskih prijenosnika izrađuju se s većim brojem zubi i malim modulima. Oni onda rade mirno i ravnomjerno. To je razlog da se za *male zupčanike* veće preciznosti bira veći *broj zubi.* Orijentacione vrijednosti vidi u tablici 126.

9.3. Kvalitet ozubljenja

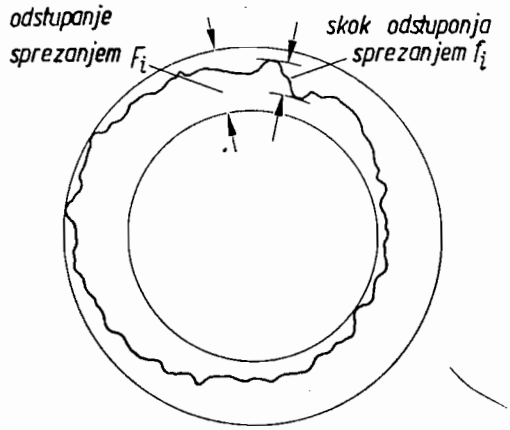
9.3.1. Odstupanja

Kontrola zupčanika obavlja se određivanjem stvarnih mjera, stvarnih odstupanja mjera i oblika i uspoređivanjem s dopuštenim odstupanjima. Dopuštena odstupanja nose prema DIN 3960 kraticu *f*, a prema JUS M.C1.030 kraticu *A*. Ako se mjerenja obavljaju preko nekog područja, kratica je prema DIN-u *F*, a prema JUS-u *AA*. Razlikujemo: *pojedinačna odstupanja, zbirna odstupanja* i *odstupanja zupčanika u zahvatu.*

Najvažnija pojedinačna odstupanja su slijedeća:

1. *Odstupanje diobenog koraka profila* f_p (po JUS A_{to}). To je algebarska razlika stvarne i nazivne mjere diobenog koraka. *Zbirno odstupanje diobenog koraka profila* F_p (po JUS AA_{to}) je algebarska razlika stvarne mjere zbroja određenog broja uzastopnih diobenih koraka jednog zupčanika i nazivne mjere zbroja istog broja diobenih koraka.
2. *Odstupanje temeljnog koraka bokova zubi* f_{pe} (po JUS-u A_{tBb}) je algebarska razlika stvarne i nazivne mjere temeljnog koraka bokova zuba (koraka zahvata). Vrijednosti dopuštenih odstupanja dane su prema DIN-u u tablici 127, a prema JUS-u, JUS M.C1.035.
3. *Razlika mjera diobenih koraka dvaju zuba zupčanika* smještenih jedan iza drugoga (skok koraka) f_u.
4. *Odstupanje profila zuba* f_f (po JUS-u T_{ev}) je najveće odstupanje stvarnog profila od točne evolvente točke temeljne kružnice.

5. *Odstupanje debljine zuba* f_s (po JUS-u A_s) je algebarska razlika stvarne i nazivne mjere lučne debljine zuba na diobenom promjeru.
6. *Radijalno bacanje zuba* f_r (po JUS-u A_r) je razlika najvećeg i najmanjeg očitavanja na komparateru koji pokazuje promjene položaja kuglice, valjčića ili prizme, u odnosu na vlastitu os tijela zupčanika, u toku jednog punog okretaja kontroliranog zupčanika.
7. *Odstupanja promjera temeljne kružnice* f_b je razlika između stvarne i nazivne mjere promjera temeljne kružnice.



Slika 369. Polarni dijagram zbirnog odstupanja

Zbirna odstupanja (sl. 369) su rezultat superpozicije istodobnog djelovanja niza odstupanja pojedinih toleriranih veličina i oblika zuba kontroliranog zupčanika:

1. *Odstupanje sprezanjem* F_i (po JUS-u A_i) je odstupanje stvarnog kuta rotacije gonjenog zupčanika u odnosu na nazivni kut, nastalo zbog odstupanja oblika i položaja bokova zuba, svedeno na luk kinematske kružnice (sl. 369).
2. *Skok odstupanja* f_i (po JUS-u A_i) je razlika najviše i najniže točke dijagrama odstupanja u opsegu jednog koraka (sl. 369).

Odstupanja međusobnog položaja osi rotacije:

1. *Odstupanje razmaka osi* f_a (po JUS-u A_a) je algebarska razlika između stvarne i nazivne mjere razmaka osi.
2. *Odstupanje paralelnosti* osi f_Σ (po JUS-u inklinacija A_p i devijacija A_p) je tangens dobivenog odstupanja u odnosu na dopušteno odstupanje.
3. *Odstupanje zračnosti bokova* je razlika stvarne i nazivne mjere odstupanja kao rezultat superpozicije istodobnog djelovanja pojedinačnih odstupanja paralelnosti osi i razmaka osi.
4. *Zbirno odstupanje* dobiveno međusobnim sprezanjem zupčanih parova odgovara približno sumi zbirnih odstupanja obaju zupčanika.

9.3.2. Tolerancije

Pod naslovom: *Tumač tolerancija čelnika prema DIN 867*, rečeno je u DIN 3961 slijedeće: „Da bi se osigurali zamjenjivost zupčanika zupčanih parova, miran rad, konstantan prijenosni omjer, mogućnost podmazivanja, i da bi se trajno osigurala željena opteretivost, moraju se odstupanja svih karakterističnih veličina, kao i ugradbene mjere kućišta, kretati unutar određenih granica. U tom cilju ustanovljene su i propisane vrijednosti tolerancija za sve glavne veličine zupčanika.“ Slična definicija dana je i u JUS M.C1.031

„Cilindrični evolventni zupčani parovi, osnove sistema tolerancija". Standardi su slijedeći: DIN 3962 dopuštene pojedinačne greške, DIN 3963 dopuštena odstupanja bočne linije zuba i debljine zuba, DIN 3964 dopuštena odstupanja razmaka osi, DIN 3967 dopuštena odstupanja mjere preko zuba (mjera preko zuba W je razmak mjeren preko određenog broja zubi dviju paralelnih ravnina, od kojih jedna dodiruje lijevi, a druga desni bok zuba). JUS M.C1.032 sadrži tolerancije izrade tijela zupčanika, JUS MC1.033 tolerancije za funkcionalnu kontrolu sprezanjem i tolerancije bočne linije zuba, JUS M.C1.034 tolerancije mjere preko zuba, JUS M.C1.035 tolerancije profila zuba, tolerancije diobenog koraka, radijalnog bacanja i tolerancije zbirnog odstupanja diobenog koraka profila, JUS M.C1.036 tolerancije razmaka osi i položaja osi (inklinacije i devijacije).

Za svako odstupanje predviđena je prema ISO-u 12 kvaliteta. Manje vrijednosti predviđene su za etalonske zupčanike, odnosno za posebne svrhe. Odstupanja zupčanika ne dovode samo do bučnosti u radu, nego i do sniženja vijeka trajanja. Prema veličini obodne brzine bira se određena kvaliteta tolerancije. Prema JUS M.C1.031 date su smjernice za izbor kvalitete tolerancija za zupčanike u zavisnosti od područja primjene, obodne brzine i načina obrade. Tablica 128 daje orijentacione vrijednosti za izbor kvalitete tolerancija.

Tablica 127. Dopuštena odstupanja temeljnog koraka profila f_{pe} u μm za ozubljenja prema DIN 867, JUS. M.C1.016 (izvadak iz DIN 3962)

d odn. d_1 mm		m odn. m_a mm		Kvalitet								
preko	do	preko	do	4	5	6	7	8	9	10	11	12
12	25	0,6 1,6	1,6 4	3 3,5	4 4,5	6 6	8 9	11 12	16 18	25 28	40 45	63 71
25	50	0,6 1,6 4	1,6 4 10	3 3,5 4,5	4,5 5 6	6 7 9	9 10 12	12 14 18	18 20 25	28 32 40	45 50 63	71 80 100
50	100	0,6 1,6 4	1,6 4 10	3,5 4 5	5 5,5 7	7 8 10	10 11 14	14 16 20	20 22 28	32 36 45	50 56 71	80 90 110
100	200	0,6 1,6 4	1,6 4 10	4 4,5 5,5	5,5 6 8	8 9 11	11 12 16	16 18 22	22 25 32	36 40 50	56 63 80	90 100 125
200	400	0,6 1,6 4	1,6 4 10	5 5 6	7 7 9	9 10 12	12 14 18	18 20 25	25 28 36	40 45 56	63 71 90	100 110 140
400	800	0,6 1,6 4	1,6 4 10	6 6 7	8 9 10	11 12 14	16 18 20	22 25 28	32 36 40	50 56 63	80 90 100	125 140 160
800	1600	1,6 4	4 10	8 9	11 12	16 18	22 25	32 36	45 50	71 80	110 125	180 200
faktor φ				0,7	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	6,3	10	16
pri $m>10$ mm je $f_{pe}=\varphi\left(3\ \mu\text{m}+0{,}3\ \mu\text{m}\ \frac{m}{\text{mm}}+0{,}2\ \mu\text{m}\ \sqrt{\frac{d}{\text{mm}}}\right)$												

Tablica 128. Orijentacione vrijednosti za izbor točnosti ozubljenja

v m/s	Način izrade	Zbirno odstupanje prema DIN 3963 u kvaliteti
0,8	lijevano ili grubo obrađeno	12 do 10
0,8 do 4	gruba obrada i fina koja se postiže skidanjem samo jednog sloja strugotine (čestica)	9 do 8
4 do 12	fino obrađeno ili brušeno	7 do 6
12 do 60	najfinije obrađeno	5 do 4

Nazivna mjera debljine zuba je (kod NULTIH zupčanika) jednaka polovini koraka p. Da bismo ostvarili potrebnu bočnu zračnost, izrađuje se debljina zuba s određenom negativnom odmjerom. Odmjere su stupnjevane u 12 kvaliteta, a podijeljene na položaje tolerantnih polja označene sa h, g, f, e, d, c, b, a, h′, g′, f′, e′, d′, c′, b′, a′ (h daje najmanju, a a′ najveću bočnu zračnost). Uobičajene su slijedeće kombinacije:

mali zupčanik e / *veliki zupčanik* f, za zupčane parove koji treba da rade jako tiho, kod kojih je pogon neravnomjeran, a bok zuba brušen ili strugan, male bočne zračnosti (zupčanici za alatne strojeve kod kojih se mijenja smjer vrtnje, gradnja turbina, viši stupnjevi prijenosa prijenosnika motornih vozila),

mali zupčanik c / *veliki* d, za normalne prijenosnike jednolikog pogona, strugani ili glodani zubi, srednje bočne zračnost (zupčanici prijenosnika dizalica, preša, štanci, niži stupnjevi prijenosa kod motornih vozila, zupčanici za vožnju unazad),

mali i veliki zupčanik h, a ili b za prijenose s $v<3$ m/s, veliku bočnu zračnost (prijenosnici za pomične roštilje, upuštači motornih vozila),

mali i veliki zupčanik g′ do a′ za sirovo livene zube sa $v<1$ m/s.

9.4. Trenje, iskoristivost, prijenosi

Pogonski zupčanik tlači na bok gonjenog zupčanika. Normalna sila F_{bt} djeluje u svakoj točki dodira okomito na tangente točaka dodira, u smjeru zajedničke normale. To znači da smjer djelovanja prolazi kinematskim polom C. Sila F_{bt} stvara na bokovima silu trenja $F_{bt} \cdot \mu$. Na sl. 370 je debelo crtanim vektorom prikazano djelovanje zupčanika 1 ne gonjeni zupčanik 2, a tanko crtanim vektorom djelovanje sila zupčanika 2 na zupčanik 1.

Odvedena snaga zupčanika 2 iznosi $P_2 = T_2 \cdot \omega_2$. Da bi se omogućilo odvođenje ove snage, potrebno je zupčaniku 1 dovesti veću pogonsku snagu $P_1 = T_1 \cdot \omega_1$. Ta veća snaga potrebna je da bi se svladalo trenje, čime se jedan dio dovedene snage gubi. Bez trenja na bokovima bilo bi $P_2 = P_1$. Odnos *odvedene snage* P_2 prema *dovedenoj* P_1 označuje se kao

iskoristivost

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i} \tag{314}$$

U području zahvata zuba iskoristivost koleba. Zato se u proračun uvodi srednja vrijednost. Prema iskustvu iskoristivost zubi, uključivo iskoristivost ležaja vratila iznosi:

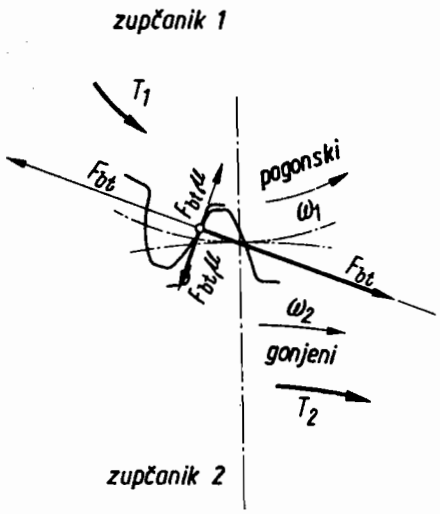
kod neobrađenih sirovih zubi	$\eta = 0{,}9$ do $0{,}92$
kod fino obrađenih i podmazivanih bokova	$\eta \approx 0{,}94$
kod vrlo brižljivo obrađenih bokova i postojanja tekućeg trenja	$\eta \approx 0{,}96$

Kod velikih prijenosnih omjera bio bi veliki zupčanik voma velik ako bi se radilo o jednom paru zupčanika. Zbog toga se veliki prijenosni omjer dijeli na veći broj stupnjeva. Time se snizuje iskoristivost prijenosnika. Slijedeći pojedinačni prijenosni omjeri pokazali su se u praksi pogodni:

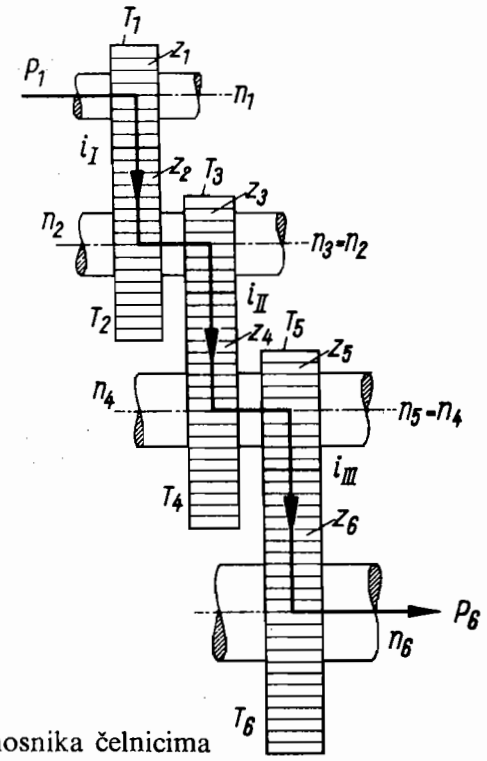
u pogonskim uređajima	$i = 4$ do 6
u strojevima za dizanje	$i = 7$ do 10
u prijenosnicima (turbinskim, turbolokomotivskim, dizelmotorskim)	$i = 15$ do 30

Slika 371 pokazuje prijenosnik sa više stupnjeva. Budući da se u svakom stupnju javljaju gubici trenjem, ukupna iskoristivost je niža od iskoristivosti pojedinog stupnja:

ukupna iskoristivost $$\eta_g = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdots \eta_n \qquad (315)$$



Slika 370. Prijenos sila zupčanog para



Slika 371. Shema trostepenog prijenosnika čelnicima

Prema tome je potrebna

pogonska snaga $$P_1 = P_n / \eta_g \qquad (316)$$

ako je sa P_n označena odvedenu snagu prijenosnika.

Prijenosni omjer prijenosnika s više stupnjeva jednak je umnošku pojedinačnih prijenosnih omjera

$$\textit{ukupni prijenosni omjer} \qquad i_g = i_I \cdot i_{II} \cdots i_n \tag{317}$$

Pomoću i_g izračunava se potrebni

$$\textit{pogonski moment} \qquad T_1 = \frac{T_n}{i_g \cdot \eta_g} \tag{318}$$

pri čemu je sa T_n označen gonjeni moment.

9.5. Podmazivanje

Podmazivanjem treba da se snizi trenje bokova, a time i trošenje i zagrijavanje bokova. Pri tome su izbor i količina sredstava za podmazivanje od velikog utjecaja. Sredstva za podmazivanje treba da u trajnom pogonu omoguće prijenos najveće snage, a da temperatura ne prekorači 60 °C, najviše 80 °C. Više temperature snizuju svojstva maziva i vijek trajanja maziva. Osim toga na drugim mjestima, kao što su ležaji, brtve, spojke, maziva ne smiju štetno djelovati. U tablici 129 su orijentacione vrijednosti za viskoznost i način podmazivanja u zavisnosti od obodne brzine.

Kod malih obodnih brzina dovoljno je najčešće samo nanošenje masti. Kod vrlo niskih obodnih brzina mogu se nanositi kruta maziva kao npr. molibdendisulfid. Koeficijent trenja je u tom slučaju ipak viši nego kod podmazivanja uljem, a mazivo uopće ne odvodi toplinu.

Zbog jednostavnosti ima *podmazivanje uronjavanjem* (*umakanjem*) veliko značenje. Sami zupčanici ili s njima spregnuta, posebno za uranjanje predviđena kola i krilca za prskanje, uranjaju se u ulje, uzimaju ga sa sobom i pršću na bokove. Ulje može dospjeti na bokove i na taj način da se odbačeno na stijenke kućišta vodi kanalima ili da sa stijenki kaplje na bokove. *Dubina uranjanja* zupčanika ne treba da je veća od 6 m a ne manja od 1 m (m=modul).

Pri većim obodnim brzinama potrebno je podmazivanje vršiti brizganjem. Ulje se brizga pomoću pumpe u širokom mlazu neposredno prije ulaska zubi u zahvat. Kod vrlo visokih obodnih brzina, radi boljeg dovođenja topline, ulje se brizga dodatno i nakon izlaska zubi iz zahvata.

Tablica 129. Orijentacione vrijednosti za izbor kinematske viskoznosti ν maziva i za izbor načina podmazivanja zupčanih parova.

v	m/s	0,25	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63
ν u cSt	od	175	145	120	100	83	69	57	47	39	32	27	22	18
	do	350	290	240	200	166	138	114	94	78	64	54	44	36
način podmazivanja		ručno podmazivanje ili ručno podmazivanje mašću				podmazivanje uronjavanjem			podmazivanje uronjavanjem		podmazivanje brizganjem			

9.6. Proračun nosivosti čelnika

9.6.1. Opterećenje zuba

Proračun nosivosti čelnika i stožnika standardizirano je u DIN 3990. Sam tok proračuna vrlo je opsežan, tako da ovdje neće moći biti pokazane sve mogućnosti koje pruža proračun. U kritičnim slučajevima bit će potrebno poslužiti se literaturom navedenom u popisu. Tako, na primjer, nije ovdje u proračunu uzeta u obzir raspodjela opterećenja po širini zuba. Kao posljedica odstupanja bočne linije zuba, odstupanje paralelnosti osi, korekcije bočne linije, deformacije zuba, kućišta, vratila, tijela zupčanika, opterećenje se ne raspoređuje ravnomjerno preko širine zuba. Prema DIN 3990 faktorom $K_{F\beta}$, odnosno $K_{H\beta}$ obuhvaća se raspodjela opterećenja po širini zuba. Podaci o veličini faktora raspodjele opterećenja nisu još dovoljno razrađeni. U sumnjivim slučajevima morat će se radi toga ići sa većom sigurnošću protiv loma ili sigurnosti protiv stvaranja rupičavosti (pitting) bokova.

Radi pojednostavnjenja kasnijeg proračuna uvodi se obodna sila na diobenoj kružnici po jedinici širine zuba. Pri tome se uzimaju u obzir i udari izazvani pogonskim uvjetima.

specifična pogonska sila

w u N/mm	specifična pogonska sila,
F_t u N	nazivna pogonska sila na diobenoj kružnici prema jednadžbi (312) str. 351,
b u mm	širina zuba,
K_I	pogonski faktor prema tablici 125, str. 351.

Unutarnja dinamička dodatna opterećenja nastala greškama ozubljenja, koja rastu s porastom obodne brzine, ali padaju s porastom opterećenja, povećavaju opterećenje zuba na

specifično opterećenje

$$w_t = w \cdot K_v \tag{320}$$

w_t u N/mm	specifično opterećenje na diobenoj kružnici,
w u N/mm	specifično pogonsko opterećenje na diobenoj kružnici prema jednadžbi (319),
K_v	dinamički faktor prema jednadžbi (320).

dinamički faktor

$$K_v = 1 + \left(1 + \frac{c_q}{w}\right) C_F \frac{v}{\text{m/s}} \tag{321}$$

c_q u N/mm	učešće opterećenja u zavisnosti od kvalitete ozubljenja prema tablici 130 (kvalitetu ozubljenja vidi u tablici 128, str. 356),
w u N/mm	specifična pogonska sila, prema jednadžbi (319),
c_F	faktor opterećenja prema tablici 130; kod kosog ozubljenja počam od $\beta = 10°$ samo 0,75 od vrijednosti iz tablice,
v u m/s	obodna brzina na diobenoj kružnici $= d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$ sa n u s^{-1}. Kod kosog ozubljenja treba uvrstiti d_t.

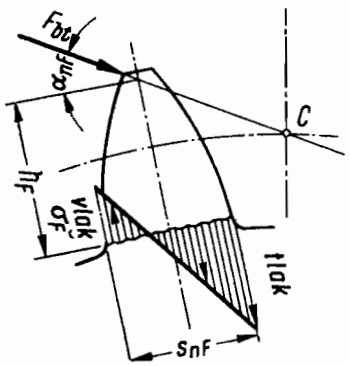
Tablica 130. Učešće sile c_q i faktor opterećenja C_F

Kvalitet ozubljenja			4	5	6	7	8	9	10	11	12
c_q N/mm			13	17	22	29	37	48	63	81	106
$w+c_q$ N/mm	faktor opterećenje C_F pri v u m/s										
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
50	0,057	0,056	0,056	0,046	0,034	0,029	0,026	0,021	0,019	0,019	0,016
100	0,05	0,049	0,048	0,041	0,034	0,03	0,027	0,024	0,021	0,019	0,018
200	0,038	0,038	0,038	0,03	0,027	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,02
300	0,033	0,03	0,025	0,024	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021	0,021
400	0,031	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,022	0,022
500	0,03	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1000	0,03	0,029	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
1200	0,029	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023

9.6.2. Nosivost korijena

Sila F_{bt} koja se prenosi zubima opterećuje zube na savijanje. Najveće naprezanje u korijenu zuba nastaje onda kad sila djeluje na tjemenu zuba i kad se u zahvatu nalazi samo jedan par zubi (sl. 372). Tlačno naprezanje od savijanja veće je nego vlačno σ_F . Ipak je naprezanje na vlak od savijanja mjerodavno za lom zubi. S obzirom da je zub za vrijeme jednog okretaja samo kraće vrijeme stvarno opterećen, ovdje se radi o *titrajnom opterećenju*, koje može dovesti do loma zbog umornosti. Savojnim opterećenjem utvrđena opteretivost naziva se *opteretivost korijena zuba.*

Samo ako su promjene smjera vrtnje česte, ili ako se radi o međuzupčanicima koji su istodobno u zahvatu sa dva zupčanika, od kojih je jedan pogonski, a drugi gonjeni, korijen zuba je opterećen *naizmjenično promjenljivo.*



Slika 372. Savojno naprezanje u korijenu zuba

Proračun mjerodavnog naprezanja u korijenu zuba polazi od

specifične obodne sile $$w_{Ft} = w_t \cdot K_{F\alpha} \qquad (322)$$

w_{Ft} u N/mm mjerodavna obodna sila na diobenoj kružnici po jedinici širine zuba,
w_t u N/mm specifično opterećenje na diobenoj kružnici prema jednadžbi (320),
$K_{F\alpha}$ faktor raspodjele opterećenja (vidi slijedeći tekst).

Faktor raspodjele opterećenja $K_{F\alpha}$ uzima u obzir nejednoliku raspodjelu opterećenja zubi u zahvatu. Faktor $K_{F\alpha}$ zavisi od kvalitete ozubljenja (odstupanja temeljnog koraka zuba, koraka zahvatne linije f_{pe}), specifičnog opterećenja F_t/b, stupnja prekrivanja ε_α i modula elastičnosti materijala zupčanika. Najprije

treba za zupčanik 2 iz tablice 127, str. 355, očitati dopušteno odstupanje temeljnog koraka f_{pe}, a pomoću ovoga prema materijalu zupčanika, iz tablice 131 izračunati odstupanje kod sprezanja f_e. Pomoću ovog odstupanja i specifičnog opterećenja F_t/b, treba iz gornjeg dijela tablice 132 očitati pomoćni faktor q_L, a pomoću njega i stupnja prekrivanja ε_α, očitati iz donjeg dijela tablice 132 faktor raspodjele opterećenja $K_{F\alpha}$.

Sada se mogu izračunati savojna naprezanja u presjeku korijena zuba zupčanika 1 i 2:

Savojno naprezanje

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{m_n} Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \tag{323}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2}/Y_{F1} \tag{324}$$

σ_{F1}, σ_{F2} u N/mm² savojna naprezanja u presjecima korijena zuba zupčanika 1 i 2,
w_{Ft} u N/mm specifična obodna sila prema jednadžbi (322),
m_n u mm normalni modul,
Y_{F1}, Y_{F2} faktor oblika zuba prema tablici 133; kod unutarnjeg ozubljenja treba uvrštavati za $Y_{F2} = 2{,}07$,
Y_ε faktor učešća opterećenja $= 1/\varepsilon_\alpha$, ako je ε_α stupanj prekrivanja
Y_β faktor zakošenosti boka, i to kod

$\beta = 0°$	5°	10°	15°	20°	25°	$\geqq 30°$
$Y_\beta = 1$	0,96	0,92	0,88	0,84	0,79	0,75

Sa postojećim savojnim naprezanjem iznosi *sigurnost protiv loma umornošću materijala*

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FD1} \cdot Z_{R1} \cdot Y_S}{\sigma_{F1}} \tag{325}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FD2} \cdot Z_{R2} \cdot Y_S}{\sigma_{F2}} \tag{326}$$

S_{F1}, S_{F2} postojeća sigurnost protiv loma umornošću materijala u korijenu zuba,
σ_{FD1}, σ_{FD2} u N/mm² savojna izdržljivost materijala zupčanika prema tablici 134. Kod izmjeničnog opterećenja kao i kod međuzupčanika treba vrijednosti iz tablici množiti sa 0,7,
Z_{R1}, Z_{R2} faktori hrapavosti za kvalitet površinske obrade bokova u korijenu zuba. Za najfiniji kvalitet površinske obrade je $Z_R = 1$, za fino obrađene ili brušene $Z_R \approx 0{,}95$, za grubo obrađene s finom obradom koja se postiže skidanjem čestica u samo jednom sloju $Z_R \approx 0{,}9$, za grubo obrađene $Z_R \approx 0{,}8$. Kod zupčanika od SL je $Z_R \approx 1$,
Y_S faktor zareznog djelovanja. Ako je radijus zakrivljenja korijena zuba veći od 0,25 m_n (ako je tjemena zračnost $c > 0{,}2\, m_n$) iznosi $Y_S = 1$, ako je manji od 0,25 m_n (ako je $c \leqq 0{,}20\, m_n$), iznosi $Y_S \approx 0{,}95$.

Tablica 131. Odstupanja kod sprezanja f_e u zavisnosti od materijala zupčanika

Sparivanje	Čelik ili čelični lijev sa						NL sa		SL sa SL
	Č, ČL	NL	SL	CuSn8	CTeL	prešanom umjetnom smolom sa punilima	NL	SL	
$f_e =$	$1 f_{pe}$	$0{,}9 f_{pe}$	$0{,}75 f_{pe}$	$0{,}7 f_{pe}$	$0{,}6 f_{pe}$	$0{,}075 f_{pe}$	$0{,}85 f_{pe}$	$0{,}7 f_{pe}$	$0{,}6 f_{pe}$

Tablica 132. Pomoćni faktor q_L, faktor raspodjele opterećenja $K_{F\alpha}$ (sastavljeno prema DIN 3990)

f_0	**Pomoćni faktor** q_L kod opterećenja F_t/b u N/mm																		
μm	30	50	70	100	140	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000
4	0,66	0,56	0,52	<0,5															
5	0,80	0,64	0,57	0,52	<0,5														
6	0,93	0,72	0,63	0,56	0,51	<0,5													
7	>1	0,80	0,68	0,60	0,54	0,50													
8		0,88	0,75	0,64	0,57	0,52													
9		0,96	0,80	0,68	0,60	0,54	<0,5												
10		>1	0,86	0,72	0,63	0,56	0,50	<0,5											
12			0,97	0,80	0,69	0,60	0,53	0,50											
14			>1	0,88	0,74	0,64	0,56	0,52	<0,5										
16				0,96	0,80	0,68	0,59	0,54	0,51	<0,5									
18				>1	0,86	0,72	0,62	0,56	0,53	0,51	<0,5								
20					0,91	0,76	0,64	0,58	0,54	0,52	0,50	<0,5							
24					>1	0,84	0,69	0,62	0,58	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5					
28						0,92	0,75	0,66	0,61	0,58	0,55	0,53	0,52	0,50	<0,5				
32						1,00	0,80	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	0,5				
36						>1	0,85	0,74	0,68	0,63	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52	<0,5			
40							0,90	0,78	0,71	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55	0,53	0,51	<0,5	<0,5	
50							>1	0,88	0,78	0,72	0,68	0,64	0,62	0,59	0,56	0,53	0,52	0,51	<0,5
60								0,98	0,86	0,78	0,73	0,69	0,66	0,63	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52
70								>1	0,94	0,85	0,78	0,74	0,70	0,67	0,63	0,59	0,57	0,55	0,54
80									>1	0,92	0,85	0,79	0,75	0,72	0,66	0,63	0,60	0,58	0,56
90										0,98	0,90	0,84	0,79	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58
100										>1	0,96	0,88	0,84	0,79	0,72	0,68	0,64	0,62	0,60

q_L	**Faktor raspodjele opterećenja** $K_{F\alpha}$ kod prekrivanja profila ε_α														
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
≦0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,55	1	1	1	1	1	1	1	1	1,04	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15
0,60	1	1	1	1	1	1	1	1,08	1,14	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30
0,65	1	1	1	1	1	1,03	1,10	1,17	1,24	1,30	1,33	1,36	1,39	1,42	1,45
0,70	1	1	1	1	1,04	1,11	1,19	1,26	1,32	1,40	1,44	1,48	1,52	1,56	1,60
0,75	1	1	1	1,05	1,11	1,20	1,27	1,34	1,42	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75
0,80	1	1	1,04	1,11	1,20	1,28	1,36	1,44	1,51	1,60	1,66	1,72	1,78	1,84	1,90
0,85	1	1,02	1,10	1,19	1,28	1,37	1,44	1,52	1,61	1,70	1,77	1,84	1,91	1,98	2,05
0,90	1	1,09	1,18	1,27	1,35	1,44	1,52	1,61	1,70	1,80	1,88	1,96	2,04	2,12	2,20
0,95	1,04	1,14	1,23	1,33	1,42	1,51	1,61	1,70	1,80	1,90	1,99	2,08	2,17	2,26	2,35
≧1	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50

Tablica 133. Faktor oblika zuba Y_F u zavisnosti o faktoru pomaka x i fiktivnog broja zubi z_n (sastavljeno prema DIN 3990)

	Faktor oblika zuba Y_F kod faktora pomaka $x=$																			
z_n	−0,6	−0,5	−0,4	−0,3	−0,2	−0,1	**0**	+0,1	+0.2	+0,3	+0,4	**+0,5**	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9	+1,0	+1,1	+1,2	+1,3	+1,4
7												2,84									
8											2,98	2,69	2,47								
9											2,84	2,60	2,40	2,22							
10										2,99	2,73	2,52	2,34	2,18							
11									3,15	2,87	2,65	2,46	2,30	2,16	2,05						
12									3,03	2,79	2,58	2,41	2,27	2,14	2,04						
13									2,93	2,72	2,53	2,38	2,24	2,12	2,03	1,96					
14							3,36	3,10	2,86	2,66	2,48	2,34	2,22	2,11	2,03	1,95					
15							3,25	3,01	2,79	2,60	2,44	2,31	2,20	2,10	2,02	1,95	1,89				
16						3,45	3,16	2,95	2,74	2,56	2,42	2,29	2,18	2,09	2,02	1,95	1,89				
17						3,35	3,09	2,88	2,69	2,53	2,39	2,27	2,17	2,08	2,01	1,95	1,89	1,85			
18					3,53	3,26	3,02	2,82	2,65	2,50	2,37	2,26	2,16	2,08	2,01	1,95	1,90	1,86			
19				3,72	3,44	3,20	2,96	2,78	2,61	2,47	2,35	2,24	2,15	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,83		
20				3,62	3,35	3,12	2,91	2,74	2,58	2,45	2,33	2,23	2,14	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,84		
21				3,53	3,28	3,07	2,87	2,70	2,55	2,43	2,32	2,22	2,14	2,06	2,01	1,95	1,91	1,87	1,84	1,82	
22				3,45	3,20	3,01	2,83	2,67	2,52	2,41	2,30	2,21	2,13	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	
23			3,64	3,38	3,15	2,96	2,80	2,64	2,50	2,39	2,29	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	1,82
24			3,55	3,30	3,10	2,92	2,75	2,61	2,48	2,37	2,28	2,19	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,86	1,84	1,83
25		3,73	3,45	3,25	3,05	2,88	2,72	2,58	2,46	2,36	2,27	2,19	2,12	2,05	2,00	1,95	1,92	1,88	1,86	1,84	1,83
30	3,61	3,35	3,18	3,01	2,85	2,72	2,60	2,48	2,38	2,30	2,22	2,16	2,10	2,04	2,00	1,96	1,93	1,90	1,88	1,86	1,85
40	3,15	3,00	2,86	2,75	2,63	2,54	2,45	2,37	2,30	2,24	2,18	2,13	2,08	2,04	2,01	1,97	1,95	1,93	1,91	1,90	1,89
50	2,90	2,78	2,68	2,59	2,50	2,43	2,36	2,31	2,25	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,02	1,98	1,97	1,94	1,93	1,92	1,91
60	2,75	2,65	2,57	2,50	2,42	2,37	2,32	2,25	2,22	2,17	2,13	2,10	2,08	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,94	1,94	1,93
100	2,46	2,40	2,35	2,32	2,26	2,24	2,21	2,17	2,15	2,12	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00	1,99	1,98	1,98	1,97
200	2,27	2,24	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,12	2,10	2,10	2,08	2,07	2,05	2,04	2,04	2,02	2,02	2,01	1,98	2,00	2,00
400	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,11	2,10	2,09	2,08	2,08	2,08	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,04	2,04	2,03	2,03	2,03
∞	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07

Tablica 134. Materijali zupčanika i njihove dinamičke savojne izdržljivosti σ_{FD} i dinamičke izdržljivosti kontaktnih naprezanja σ_{HD} (prema DIN 3990)

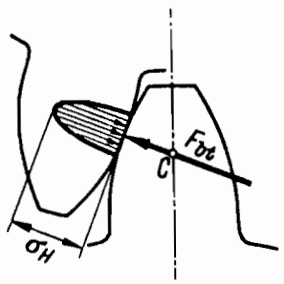
Redni broj	Grupa materijala	Kratica oznake		Stanje i vrst toplinske obrade	Tvrdoća na zupčaniku		Hertzovo naprezanje σ_{HD} N/mm²	Dinamička izdržljivost za naprezanje u korijenu, (jednosmjerno opterećenje) σ_{FD} N/mm²	Statička čvrstoća u korijenu zuba σ_B N/mm²
		po DIN	po JUS		u jezgri	na površini boka			
1.	Lijevano željezo s lamelarnim grafitom	GG 20	—	—	HB=170	HB=170	270	50	200
2.		GG 25	Sl 26		HB=210	HB=210	310	60	250
3.		GG 35	—		HB=230	HB=230	360	80	350
4.	Lijevano željezo s kuglastim grafitom	GGG 42	NL 42	—	HB=170	HB=170	360	200	800
5.		GGG 60	NL 60		HB=250	HB=250	490	220	1000
6.		GGG 80	—		HB=275	HB=275	560	230	1200
7.		GGG 100	—		HB=300	HB=300	610	240	1300
8.	Crni temper lijev	GTS 35	C TeL 35	—	HB=140	HB=140	360	190	800
9.		GTS 65	—		HB=235	HB=235	490	230	1000
10.	Čelični lijev	GS 52	ČL. 0446	—	HB=150	HB=150	340	150	470
11.		GS 60	ČL. 0546		HB=175	HB=175	420	170	520
12.	Konstrukcioni čelici	St 42	Č. 0460	—	HB=125	HB=125	290	170	450
13.		St 50	Č. 0545		HB=150	HB=150	340	190	550
14.		St 60	Č. 0645		HB=180	HB=180	400	200	650
15.		St 60	Č. 0745		HB=208	HB=208	460	220	800

16.	Čelici za poboljšavanje	Ck 22	Č. 1331	poboljšano	HV 10=140	HV 10=140	440	170	600
17.		Ck 45	Č. 1531	normalizirano	HV 10=185	HV 10=185	590	200	800
18.		Ck 60	Č. 1731	poboljšano	HV 10=210	HV 10=210	620	220	900
19.		34 Cr 4	Č. 4130	poboljšano	HV 10=260	HV 10=260	650	260	900
20.		37 Cr 4	—	poboljšano	HV 10=260	HV 10=260	650	270	950
21.		42 CrMo 4	Č. 4731	poboljšano	HV 10=280	HV 10=280	670	290	1100
22.		34 CrNiMo 6	Č. 5431	poboljšano	HV 10=310	HV 10=310	770	320	1300
23.	Čelici za poboljšavanje plameno ili indukciono kaljeni	Ck 45	Č. 1531	rotaciono površinski kaljeno uključivo korijen zuba	HV 10=220	HV 10=560	1100	270	1000
24.		37 Cr 4	—		HV 10=270	HV 10=610	1280	310	1150
25.		42 CrMo 4	Č. 4732		HV 10=275	HV 10=650	1360	350	1300
26.	Čelici za poboljšavanje nitrirani	Ck 45	Č. 1531	nitrirano u solnoj kupci	HV 10=220	HV 10=400	1100	350	1100
27.		42 CrMo 4	Č. 4732	nitrirano u solnoj kupci	HV 10=275	HV 1=500	1220	430	1450
28.		42 CrMo 4	Č. 4732	nitrirano u plinu	HV 10=275	HV 1=550	1220	430	1450
29.	Čelici za nitriranje	31 CrMoV 9	—	nitrirano u plinu	HV 10=320	HV 1=700	1400	445	1500
30.	Čelici za cementiranje	C 15	Č. 1220	cementirano i kaljeno	HV 10=190	HV 1=720	1600	230	900
31.		16 MnCr 5	Č. 4320		HV 10=270	HV 1=720	1630	460	1400
32.		20 MnCr 5	Č. 4321		HV 10=330	HV 1=720	1630	480	1500
33.		20 MoCr 4	—		HV 10=270	HV 1=720	1630	400	1300
34.		15 CrNi 6	Č. 5420		HV 10=310	HV 1=720	1630	500	1600
35.		18 CrNi 8	Č. 5421		HV 10=400	HV 1=740	1630	500	1700
36.		17CrNiMo6	—		HV 10=400	HV 1=740	1630	500	1700
37.	Duroplasti, slojeviti	prešana umjetna smola sa grubim slojevitim punilom		pri radu u paru sa kaljenim fino brušenim čeličnim zupčanikom, podmazivanje uljem $\leqq 60$ °C, obodna brzina $v \leqq 5$ m/s			110	50	
38.		prešana umjetna smola sa finim slojevitim punilom					130	60	

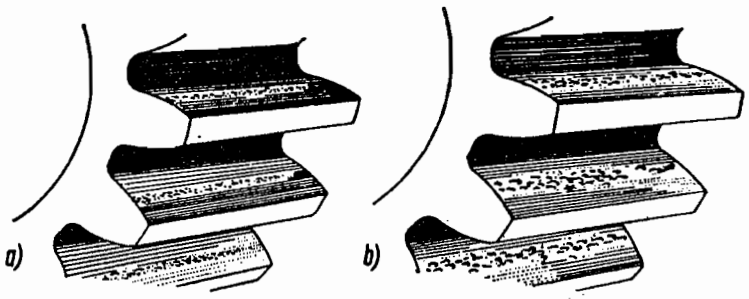
Uobičajene *sigurnosti protiv loma umornošću materijala* su $S_F \geqq 1{,}6$ za prijenosnike s trajnim pogonom (vremenski neograničena trajnost), $S_F \geqq 1{,}4$ za vremenski ograničeni vijek trajanja prijenosnika.

9.6.3. Nosivost bokova

Budući da su materijali zupčanika elastični na mjestima dodira dolazi djelovanjem normalne sile F_{bt} do elastičnih deformacija dodirnih površina bokova. Zbog toga se dodir bokova ne ostvaruje na liniji, nego na elastično deformiranoj površini bokova (sl. 373). Tlačna naprezanje (kontaktna naprezanja) raspoređuju se približno proporcionalno veličini deformacije bokova, na način prikazan na sl. 373. Negdje krajem 19. stoljeća razvio je poznati i slavni njemački fizičar *Heinrich Hertz* teoriju kontaktnih naprezanja za nalijeganje cilindara. Prema toj teoriji moguće je izračunati veličine najvećih *kontaktnih, Hertzovih, naprezanja.*



Slika 373. Kontaktna naprezanja bokova zubi



Slika 374. Pojava rupičavosti (pittinga) na bokovima: *a*) početni stadij; *b*) kasniji stadij

Pri prekoračenju, određenih vrijednosti Hertzovih naprezanja dolazi do odvajanja čestica bokova, nastaje tzv. rupičavost bokova, što se engleski naziva *pitting* (sl. 374). Isto tako na stvaranje rupičavosti utječu vrst kliznog gibanja, kvalitet površinske obrade, tlak maziva i slično. Nedopustivom rupičavošću smatrat će se ona kod koje broj rupica stalno raste, odnosno kad raste veličina rupica. Kontaktnim naprezanjima određena nosivost naziva se *nosivost bokova.*

Za proračun Hertzova naprezanja polazi se od

specifične obodne sile $$w_{Ht} = w_t \cdot K_{H\alpha} \tag{327}$$

w_{Ht} u N/mm	mjerodavna obodna sila na diobenoj kružnici po mm širine zuba,
w_t u N/mm	specifično opterećenje na diobenoj kružnici prema jednadžbi (320), str. 359,
$K_{H\alpha}$	faktor raspodjele opterećenja (vidi u nastavku).

Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\alpha}$ uzima u obzir nejednoliku raspodjelu opterećenja zubi u zahvatu. Pri utvrđivanju ovog faktora mora biti najprije očitan *faktor stupnja prekrivanja* Z_ε, iz gornjeg dijela tablice 135 (međuvrijednost

Tablica 135. Faktor stupnja prekrivanja Z_ε i faktor raspodjele opterećenja $K_{H\alpha}$ (sastavljeno prema DIN 3990)

	Faktor stupnja prekrivanja Z_ε pri $\beta=$									**Faktor stupnja prekrivanja Z_ε** pri $\beta=$							
ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	ε_α	0°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
	i $\varepsilon_\beta=0$									i $\varepsilon_\beta=0{,}6$							
1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86
1,5	0,92	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,82	0,79	1,5	0,86	0,84	0,83	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74
2,0	0,82	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	2,0	0,75	0,74	0,73	0,72	0,70	0,69	0,67	0,65
2,5	0,71	0,70	0,69	0,68	0,66	0,65	0,63	0,61	2,5	0,66	0,65	0,64	0,63	0,62	0,60	<0,6	
	i $\varepsilon_\beta=0{,}2$									i $\varepsilon_\beta=0{,}8$							
1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86
1,5	0,90	0,88	0,87	0,86	0,85	0,83	0,80	0,78	1,5	0,84	0,83	0,82	0,80	0,79	0,77	0,75	0,73
2,0	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,71	0,69	2,0	0,73	0,72	0,71	0,70	0,69	0,67	0,65	0,63
2,5	0,69	0,68	0,68	0,67	0,65	0,63	0,62	0,60	2,5	0,65	0,64	0,63	0,62	0,61	0,60	<0,6	
	i $\varepsilon_\beta=0{,}4$									i $\varepsilon_\beta\geqq 1$							
1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	1,0	1	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86
1,5	0,88	0,86	0,85	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	1,5	0,82	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,70
2,0	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,71	0,69	0,67	2,0	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,65	0,63	0,61
2,5	0,68	0,67	0,66	0,65	0,63	0,62	0,60	<0,6	2,5	0,63	0,62	0,61	0,60	<0,6			
	Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\alpha}$ pri $Z_\varepsilon=$																
q_L	$\leqq 0{,}6$	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	1,0
$\leqq 0{,}5$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0,55	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,13	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,02	1
0,60	1,36	1,33	1,30	1,27	1,23	1,20	1,18	1,16	1,15	1,13	1,11	1,09	1,07	1,05	1,04	1,03	1
0,65	1,52	1,48	1,42	1,40	1,34	1,30	1,28	1,25	1,22	1,20	1,18	1,15	1,14	1,12	1,09	1,08	1
0,70	1,70	1,64	1,58	1,51	1,47	1,42	1,38	1,33	1,29	1,26	1,23	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10	1
0,75	1,89	1,80	1,71	1,64	1,58	1,51	1,46	1,41	1,37	1,32	1,28	1,24	1,21	1,18	1,14	1,12	1
0,80	2,06	1,96	1,86	1,77	1,70	1,62	1,56	1,49	1,43	1,39	1,33	1,29	1,25	1,21	1,18	1,14	1
0,85	2,24	2,10	2,00	1,90	1,80	1,72	1,65	1,58	1,50	1,45	1,40	1,34	1,29	1,25	1,20	1,17	1
0,90	2,40	2,27	2,15	2,03	1,92	1,84	1,73	1,67	1,58	1,50	1,45	1,38	1,33	1,28	1,23	1,19	1
0,95	2,50	2,43	2,30	2,17	2,04	1,93	1,83	1,74	1,66	1,58	1,50	1,43	1,38	1,32	1,26	1,20	1
$\geqq 1$	2,50	2,50	2,43	2,29	2,15	2,03	1,92	1,82	1,72	1,63	1,55	1,48	1,41	1,34	1,29	1,23	1

Tablica 136. Faktor oblika zuba Z_H u zavisnosti od faktora pomaka profila x, broja zubi z i kuta nagiba boka β (sastavljeno prema DIN 3990)

$\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2}$ [1])	**Faktor oblika zuba Z_u** kod $\beta=$									
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
−0,02					2,28	2,05	1,88	1,74	1,60	1,48
−0,015	2,25	2,19	2,14	2,07	1,98	1,88	1,77	1,66	1,55	1,44
−0,01	1,98	1,97	1,94	1,89	1,84	1,76	1,68	1,59	1,50	1,40
−0,005	1,85	1,84	1,82	1,79	1,74	1,68	1,62	1,54	1,46	1,38
0	1,77	1,76	1,74	1,72	1,68	1,63	1,57	1,51	1,44	1,36
+0,005	1,70	1,69	1,68	1,66	1,62	1,58	1,53	1,47	1,40	1,34
+0,01	1,64	1,64	1,63	1,61	1,58	1,54	1,49	1,44	1,38	1,32
+0,015	1,60	1,59	1,58	1,57	1,54	1,50	1,46	1,41	1,36	1,30
+0,02	1,56	1,56	1,55	1,53	1,51	1,47	1,43	1,38	1,33	1,28
+0,025	1,53	1,53	1,52	1,50	1,48	1,45	1,41	1,37	1,32	1,27
+0,03	1,50	1,50	1,49	1,47	1,45	1,43	1,39	1,35	1,30	1,25
+0,04	1,45	1,45	1,44	1,43	1,41	1,38	1,35	1,31	1,27	1,23
+0,05	1,41	1,41	1,40	1,39	1,37	1,35	1,32	1,28	1,24	1,20
+0,06	1,38	1,38	1,37	1,36	1,34	1,32	1,28	1,25	1,21	1,18
+0,07	1,35	1,34	1,34	1,33	1,31	1,29	1,26	1,23	1,20	1,16
+0,08	1,32	1,32	1,32	1,31	1,29	1,27	1,24	1,21	1,18	1,15
+0,09	1,30	1,30	1,29	1,28	1,27	1,25	1,23	1,19	1,16	1,13
+0,1	1,28	1,27	1,27	1,26	1,24	1,23	1,20	1,18	1,14	1,11

[1]) Kod unutarnjeg ozubljenja treba ovdje iznimno z_2 uvrstiti s pozitivnim predznakom! Pomak profila je pozitivan ako se njime postiže povećanje debljine zuba.

treba interpolirati). Pomoću ovog i pomoćnog faktora q_L (ovaj faktor, kao kod proračuna nosivosti korijena zuba, očitava se iz gornjeg dijela tablice 132, na str. 362), iz donjeg dijela tablice 135 očitava se vrijednost faktora raspodjele opterećenja $K_{H\alpha}$.

Sa slike 374 proizlazi da rupičavost počinje u zoni kinematske kružnice. Prema tome je Hertzovo naprezanje posebno kritično u kinematskoj točki dodira C. Radi toga je najčešće dovoljno Hertzovo naprezanje kontrolirati samo u kinematskom polu, gdje iznosi

$$\textit{Hertzovo naprezanje} \quad \sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}\, Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \tag{328}$$

σ_H u N/mm²	Hertzovo naprezanje u kinematskom polu C (na oba boka tlak je jednako velik)
w_{Ht} u N/mm	specifična obodna sila prema jednadžbi (327),
d_1 u mm	promjer diobene kružnice malog zupčanika (nikada ne uvrštavati d_2!), kod kosih zuba d_{t1},
u	kinematski omjer prema jednadžbi (265), str. 326; kod unutarnjeg ozubljenja u je negativno!
Z_H	faktor oblika boka zuba prema tablici 136.
Z_M u $\sqrt{\text{N/mm}^2}$	faktor materijala prema tablici 137,
Z_ε	faktor stupnja prekrivanja prema gornjem dijelu tablice 135, međutim, ne niže od 0,6.

Na zupčanicima iznosi

$$\textit{sigurnost protiv rupičavosti} \quad S_{H1} = \frac{\sigma_{HD1} \cdot K_L \cdot Z_{R1}}{\sigma_H} \tag{329}$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HD2} \cdot K_L\, Z_{R2}}{\sigma_H} \tag{330}$$

S_{H1}, S_{H2}	postojeća sigurnost protiv rupičavosti na zupčaniku 1, odnosno 2,
σ_{HD1}, σ_{HD2} u N/mm²	dinamička izdržljivost kontaktnih naprezanja bokova, prema tablici 134,
K_L	faktor utjecaja maziva, koji za besprijekorno podmazivanje iznosi = 1 (vidi tablicu 129, str. 358),
Z_{R1}, Z_{R2}	faktori utjecaja hrapavosti na kvalitet površinske obrade bokova. Kod najfinije obrade bokova $Z_R = 1$, inače $Z_R \approx 0{,}95$.

Uobičajene sigurnosti protiv rupičavosti iznose za *trajne pogone* $S_H \geqq 1{,}25$ kod $z_1 > 20$, a $S_H \geqq 1{,}4$ kod $z_1 \leqq 20$. Ovo zato jer kod $z_1 < 20$ može Hertzovo naprezanje izvan kinematskog pola biti veće nego u kinematskom polu. Kod *vremenski ograničenih pogona* prijenosnika $S_H = 0{,}4$ do 1.

Prijenosnici vremenski ograničenih pogona imaju ograničeni broj sati L_h punog opterećenja, koji se prema Niemannu može približno izračunati. Međutim, to dolazi u obzir samo onda ako je $S_H \leqq 1$. Ako je $S_H > 1$, onda je to trajni pogon! *Za vremenski ograničene pogone* prijenosnika iznosi za zupčanike

vrijeme trajanja punog opterećenja

$$L_{h1} \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \text{ h} \frac{\left(\frac{\sigma_{ND1} \cdot K_L \cdot Z_{R1}}{\text{N/mm}^2}\right)^2}{\frac{E_1}{\text{N/mm}^2} \cdot \frac{n_1}{\text{min}^{-1}}} S_{H1}^2 \tag{331}$$

$$L_{h2} \approx 4{,}7 \cdot 10^4 \text{ h} \frac{\left(\frac{\sigma_{ND2} \cdot K_L \cdot Z_{R2}}{\text{N/mm}^2}\right)^2}{\frac{E_2}{\text{N/mm}^2} \cdot \frac{n_2}{\text{min}^{-1}}} S_{H2}^2 \tag{332}$$

E_1, E_2 modul elastičnosti materijala zupčanika prema tablici 137,
n_1, n_2 brzina vrtnje zupčanika.

Stvaran vijek trajanja je zapravo mnogo dulji ako prijenosnik ne radi pod punim opterećenjem, ili ako su u intermitirajućem pogonu pauze miro-

Tablica 137. Faktori materijala Z_M prema DIN 3990

Mali zupčanik materijal	oznaka po DIN	oznaka po JUS	Modul elastičnosti N/mm²	Veliki zupčanik materijal	oznaka po DIN	oznaka po JUS	Modul elastičnosti N/mm²	Faktor materijala Z_M $\sqrt{\text{N/mm}^2}$
čelik	St	Č	210000	čelik	St	Č	210000	272
				čelični lijev	GS-60 GS-52	ČL. 546 ČL. 446	205000 205000	270 270
				lijevano željezo s kuglastim grafitom	GGG-50 GGG-42	NL 50 NL 42	176000 175000	259 258
				lijevana kalajna bronca	G-Sn Bz 14	P Cu Sn 14	105000	222
				kositrena bronca	CuSn8 (do sada Sn Bz 8)	–	115000	228
				lijevano željezo s lamelarnim grafitom (sivi lijev)	GG-25 GG-20	SL 25 SL 20	128000 120000	237 232
čelični lijev	GS-60	ČL. 0546	205000	čelični lijev	GS-52	ČL. 446	205000	268
				lijevano željezo s kuglastim grafitom	GGG-50	NL 50	176000	257
				lijevano željezo sa lamelarnim grafitom (sivi lijev)	GG-20	SL 20	120000	231
lijevano željezo s kuglastim grafitom	GGG-50	NL 50	176000	lijevano željezo s kuglastim grafitom	GGG-42	NL 42	175000	248
				lijevano željezo s lamelarnim grafitom (sivi lijev)	GG-20	SL 20	120000	224
lijevano željezo s lamelarnim grafitom (sivi lijev)	GG-25	SL 25	128000	lijevano željezo s kuglastim grafitom (sivi lijev)	GG-20	SL 20	120000	209
	GG-20	SL 20	120000					205
čelik	St	Č	210000	slojasti duroplasti			8000	80,5

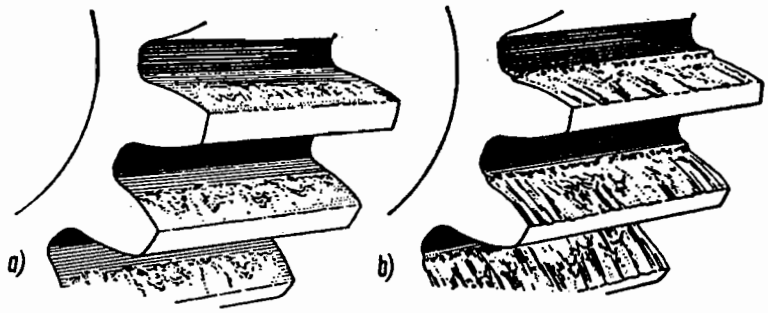
vanja dovoljno duge. Uobičajne vrijednosti za vijek trajanja pri punom opterećenju dane su tablici 138.

Tablica 138. Uobičajene vrijednosti za vijek trajanja pri punom opterećenju zupčanih prijenosnika

Prijenosnici vremenski ograničenih pogona	L_h sati	Prijenosnici vremenski ograničenih pogona	L_h sati
Alatni strojevi	100 do ∞	1 stepen prijenosa i povratni hod kod:	
Ručne dizalice	10 do 80	putničkih vozila	10 do 40
Čekrci za komadnu robu	40 do 200	teretnih vozila	40 do 200
čekrk-grabilice	320 do ∞	tegljača	200 do ∞

9.6.4. Nosivost u odnosu na zaribavanje i trošenje

Kod nepovoljnih kombinacija opterećenja, brzina klizanja, koeficijenata trenja bokova, kvaliteta površinske obrade i temperature ulja, može doći do prekida uljnog filma, a time do metalnog dodira bokova. Povećanim trenjem metalnih površina dolazi do pojačanog zagrijavanja i do hrapavljenja. Nadvišenja nastala hrapavljenjem zavaruju se, a odmah nakon toga kidaju se zavarena mjesta. Zbog toga bivaju oba boka oštećena i naborana. Prvi znakovi ovoga vidljivi su na tjemenu bokova, jer su tamo brzine klizanja najveće. Zaribavanje bokova prikazano je na sl. 375. Izborom materijala zupčanika otpornih na povišene temperature, podmazivanjem uljima za visoke tlakove (ulja s dodacima klora, sumpora), može se smanjiti opasnost od zaribavanja. Zaribavanju naginju tjemena gonjenih zupčanika i podnožja pogonskih zupčanika. Nosivost uvjetovana opterećenjem na zaribavanje nazivamo *nosivost u odnosu na zaribavanje.*



Slika 375. Zaribavanje bokova: *a*) početni stadij; *b*) kasniji stadij

Do trošenja (habanja) bokova dolazi kada zupčanici rade u području suhog ili mješovitog trenja. Prekomjerno trošenje (habanje), osobito ako nije jednoliko raspoređeno po boku, može dovesti do toga da zupčanici postanu neupotrebljivi. Nosivost uvjetovanu opterećenjem na trošenje nazivamo *nosivošću u odnosu na trošenje.*

Za obje ove nosivosti ne postoje za sada još pouzdane metode proračuna. Proračun tih nosivosti bit će preuzet čim se bude raspolagalo s dovoljno sigurnim podlogama.

9.6.5. Zupčanici od plastičnih masa

O zupčanicima od plastičnih masa, s iznimkom duroplasta, nema dovoljno podataka o mehaničkim svojstvima da bi se mogla izračunati opteretivost korijena i bokova. Prema podacima proizvođača proračunava se pomoću

faktora opteretivosti $$C = w/p_t \tag{333}$$

w u N/mm specifična pogonska sila prema jednadžbi (319), str. 359,

p_t u mm čeoni (bočni) korak $= m_t \cdot \pi = \dfrac{m_n \cdot \pi}{\cos \beta}$.

Od umjetnih smola upotrebljavaju se: fenoli, poliolefini, polikarbonati, polifluorolefini, poliamidi (najlon, perlon) polistiroli, poliacetali, ojačane poliesterne smole, koje se pod različitim nazivima javljaju u trgovini.

Dopušteni faktor opteretivosti izračunava se pomoću jednadžbe

$$C_{dop} \approx Z_M \left(0{,}25 + \frac{0{,}75}{1 + \dfrac{v}{\text{m/s}}} \right) \tag{334}$$

Z_M u N/mm² faktor materijala $\approx 2{,}5$ N/mm² za sve umjetne materijale, osim za ojačanu poliesternu smolu, za koju je $Z_M \approx 4$ N/mm²,

v u m/s obodna brzina diobenih kružnica $= d_{t1} \cdot \pi \cdot n_1$ sa n_1 u s^{-1}. Kao granica upotrebe plastičnih masa uzima se $v = 15$ m/s.

Pokusima je utvrđeno da je trošenje zupčanika koji rade nasuho proporcionalno vremenu rada. Kod zupčanika podmazivanih uljem trošenje prestaje praktički nakon određenog vremena potrebnog za urađivanje. Prijenosnik trajnog pogona treba zato dobro i obilno podmazivati.

Veliki zupčanik izrađuje se od plastičnog materijala, a mali od metala. Tako izrađeni parovi zupčanika rade bez buke (dobro prigušno djelovanje). Vijek trajanja je to dulji, što je bolji kvalitet površinske obrade metalnog zupčanika.

9.7. Odnosi sila kod čelnika

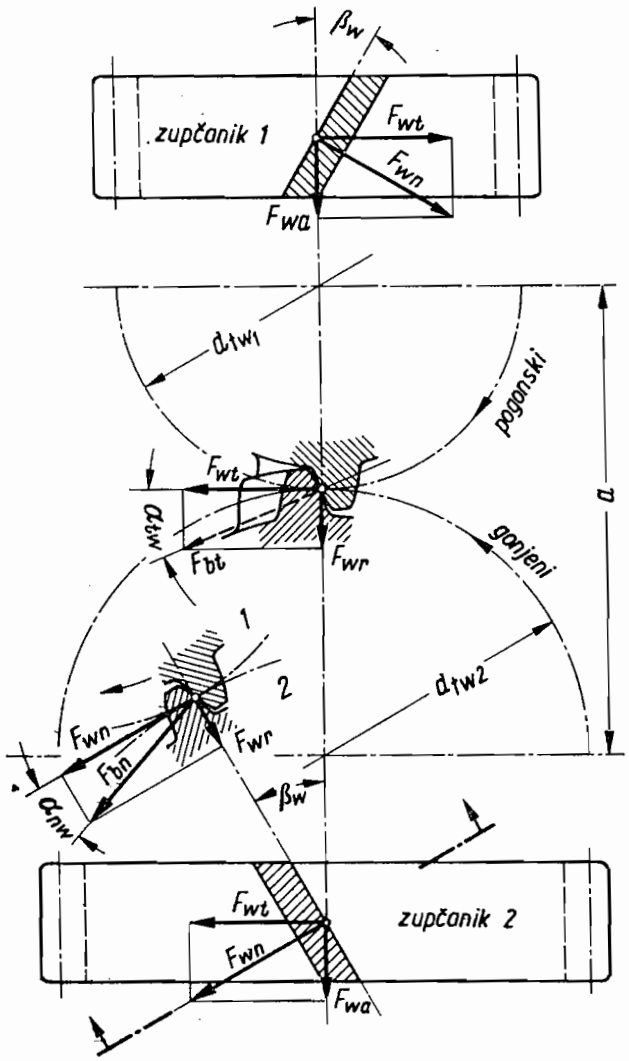
Djelovanje sila bit će objašnjeno na V-čelniku s kosim zubima (sl. 376). Na osnovi toga mogu se lako razumjeti i odnosi sila na NULTIM-čelnicima s ravnim i kosim zubima, te na V-čelnicima. Sile koje se javljaju na zupčanicima opterećuju vratila, a preko njih i ležaje.

Sila F_{bn} djeluje s pogonskog zupčanika 1 na gonjeni zupčanik 2 okomito na uzdužnu liniju boka pod *normalnim kutom zahvata* α_{nw}:

$$\tan \alpha_{nw} = \tan \alpha_{tw} \cdot \cos \beta \tag{235}$$

α_{tw} pogonski kut zahvatne linije u čeonom (bočnom) presjeku, prema jednadžbi (310), str. 348,
β kut nagiba boka zuba na diobenom cilindru.

F_{bn} razlaže se na normalnu obodnu komponentu F_{wn} i radijalnu komponentu F_{wr}. U tlocrtu se sila F_{wn} razlaže na obodnu F_{wt} i aksijalnu komponentu F_{wa}. Na sl. 376 ucrtana sila F_{bt} je rezultanta sila od F_{wt} i F_{wr}.



Slika 376. Sile na čelniku s kosim zubima

Vratilo i ležaji preuzimaju sile (sile trenja su zanemarene):

obodnu $$F_{wt} = F_w \cdot K_I = \frac{T_1 \cdot K_I}{r_{tw1}} = \frac{P_1 \cdot K_I}{\omega_1 \cdot r_{tw1}} = \frac{P_1 \cdot K_I}{v_w} \tag{336}$$

aksijalnu $$F_{wa} = F_{wt} \cdot \tan \beta_w \approx F_{wt} \cdot \tan \beta \tag{337}$$

radijalnu $$F_{wr} = F_{wt} \cdot \tan \alpha_{tw} \tag{338}$$

F_w u N	nazivna obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku,
F_{wt} u N	obodna sila na kinematskom promjeru u čeonom presjeku
F_{wa} u N	aksijalna sila na kinematskom cilindru (kod ravnog ozubljenja $F_{wa}=0$),
F_{wr} u N	radijalna sila,
T_1 u Nm	nazivni okretni moment zupčanika 1 [jednadžba (318) str. 358],
K_1	pogonski faktor prema tablici 125, str. 351,
r_{tw1} u m	radijus kinematske kružnice zupčanika 1 u čeonom presjeku [jednadžba (289), str. 342],
P_1 u W	nazivna snaga zupčanika 1 koju treba prenijeti [jednadžba (316), str. 357)],
ω_1 u rad/s	kutna brzina zupčanika 1 $=2\pi \cdot n_1$ s brzinom vrtnje n_1 u s^{-1},
β_w u °	kut nagiba boka na kinematskom cilindru; može se uzeti $\approx\beta$ jer je razlika vrlo mala,
v_w u m/s	obodna brzina kinematskih kružnica $=d_{tw1} \cdot \pi \cdot n_1$.

Na principu prema kojem akcija mora biti jednaka reakciji, zupčanik 2 djeluje jednako velikim silama na zupčanik 1. Aksijalna sila F_{wa} nastoji zupčanik 1 odmaknuti od promatrača, a zupčanik 2 primaknuti promatraču. Ako bi zupčanik 2 bio pogonski, bilo bi obratno. Smjer sila mora se prema tome, pri dimenzioniranju vratila i ležaja, uzeti u obzir.

Da aksijalna sila ne bi bila prevelika mora se kut nagiba kretati u granicama $\beta=8$ do 25°, tako da stupanj prekrivanja bočnih linija bude $\varepsilon_\beta \approx 1$ (vidi 9.1.12. str. 344). Kod *strelastih zupčanika i zupčanika s lučnim zubima* nema aksijalne sile, jer se ona poništava suprotnim nagibima boka. Strelasti zupčanici mogu imati nagib i do $\beta=45°$.

Kod *NULTIH čelnika s kosim zubima* treba uvrštavati umjesto $\alpha_{nw}=\alpha_n=20°$, a za $\alpha_{tw}=\alpha_t$.

Kod V-čelnika s ravnim zubima je $\alpha_{nw}=\alpha_w$, a $\beta=0$. Kod NULTIH čelnika sa $x_1=x_2=0$ je $\alpha_{nw}=\alpha=20°$, a $\beta=0$. Na sl. 376 bit će, prema tome, $F_{bn}=F_{bt}$ (vidi sl. 372 na str. 360 i sl. 373 na str. 366).

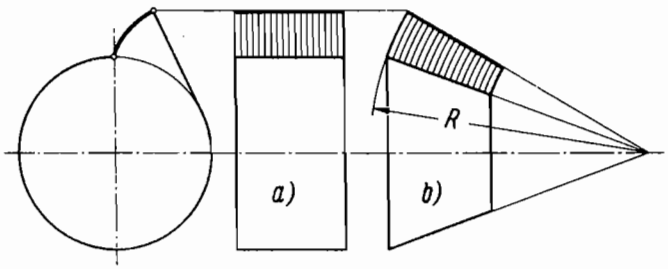
9.8. Stožnici

9.8.1. Nulti stožnici s ravnim zubima

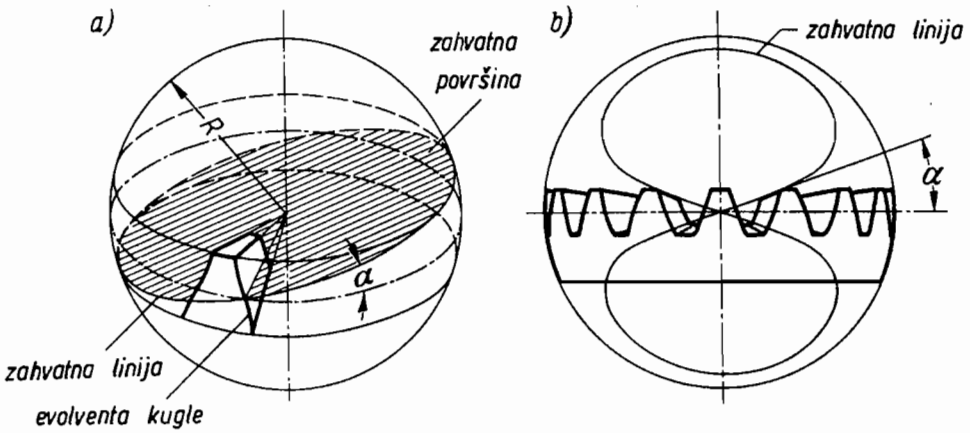
Gledano prostorno, evolventni bok čelnika s ravnim zubima nastaje valjanjem ravnine po plaštu cilindra (sl. 377a). Kod stožnika dobit ćemo evolventni bok valjanjem ravnine po stošcu oko zajedničkog centra (sl. 377b). Tada su sve točke evolvente jednako (za R) udaljene od vrha *temeljnog stošca.* Dobivena evolventa leži, prema tome, na površini kugle. Ona je, za razliku od evolvente kružnice, *evolventa kugle* odnosno *sferna evolventa.* Karakteristika kugle je, kako znamo, da je svaka točka jednako udaljena od središta.

Stožnici se mogu proizvoditi na dva načina (vidi DIN 3971, dimenzije i odstupanja stožnika).

1. *Kopiranjem pomoću šablone i noža.* Ovim postupkom mogu se proizvesti besprijekorni bokovi evolvente kugle. Bokovi osnovnog stožnika (zupčane ploče) imaju dvostruko zakrivljen bok (sl. 378a). Budući da je izrada zupčanika ovim postupkom kompliciranа i skupa, nema ni praktičnog značenja.
2. *Odvalni postupak* pomoću alata s ravnim bokovima (može se usporediti s izradom čelnika pomoću alata u obliku ozubnice). Ozubljenje osnovnog stožnika (zupčane ploče) ima u tom slučaju također, kao i ozubnica, ravne bokove (sl. 378b). Bokovi dobiveni na taj način na stožniku nisu ni evolvente kružnice ni evolvente kugle. Bliže su ipak evolventi kugle. Zahvatna linija dobiva oblik *otkoide*, krivulje u obliku osmice (sl. 378b). U području visina ozubljenja zahvatna linija je gotovo ravna (pravac). Govorimo tada o *oktoidnom ozubljenju*, koje teoretski potpuno zadovoljava!



Slika 377. Nastajanje evolventnih bokova *a*) kod čelnika; *b*) kod stožnika



Slika 378. Ozubljenje stožnika prema DIN 3971 (JUS M.C1.013)
a) sferno evolventno ozubljenje (evolventa kugle); *b*) oktoidno ozubljenje

Kod oktoidnog ozubljenja služimo se, da bismo bili što bliži sferno evolventnom ozubljenju (evolventi kugle), postupkom *Tredgolda.* Tim postupkom zamjenjujemo površinu kugle površinom stošca (sl. 379). Ovaj zamišljeni stožac nazivamo *dopunskim stošcem.* Plašt toga stošca može se razviti u ravnini i onda je to isječak kruga. U ovom razvijenom stošcu javljaju se zubi kao kod čelnika. U tako zamišljen čelnik (tzv. ekvivalentni čelnik) mora moći dosijedati standardni profil u obliku ozubnice DIN 867, JUS M.C1.016. Zamišljeni čelnik ima bokove evovente kružnice.

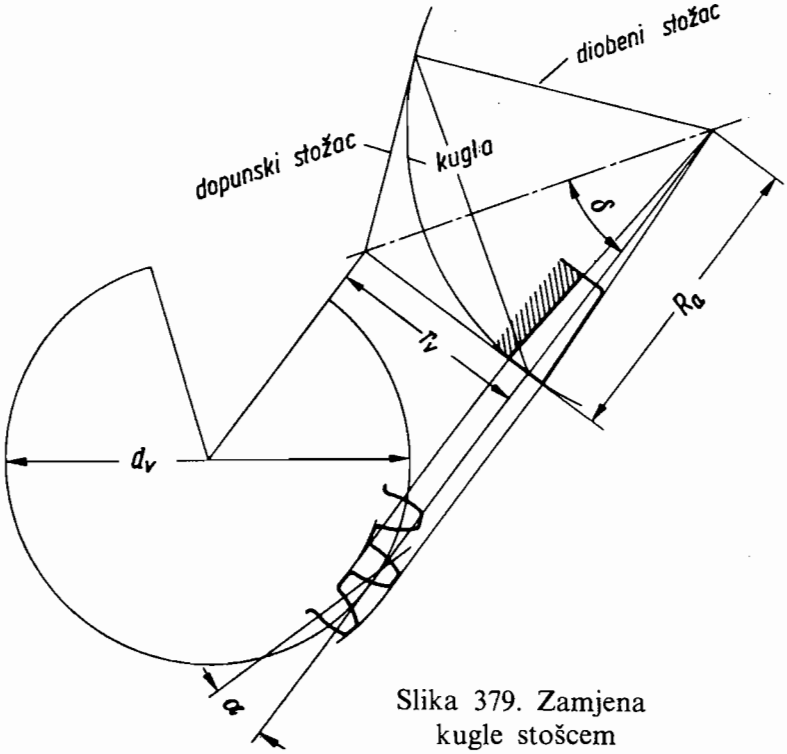
Ako bismo isječak kruga zatvorili i dodali odgovarajući broj zubi, mogli bismo dobiveni zupčanik zamisliti kao čelnik s većim brojem zubi, odnosno s *dopunskim brojem zubi* z_v, kako to inače nazivamo. Taj broj zubi z_v nazivamo još i

$$\textit{virtualni broj zubi} \qquad z_v = z/\cos\delta \tag{339}$$

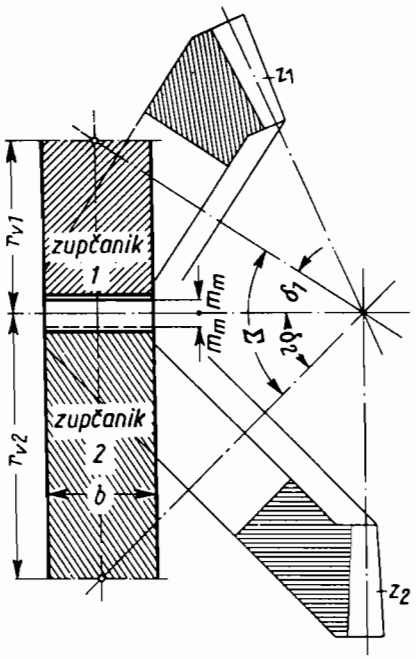
Logično da je ovaj broj zubi sada mjerodavan i za proračun podrezanosti. Za praktičke potrebe iznosi

$$\textit{granični broj zubi} \qquad z'_{gK} \approx z'_g \cos\delta \tag{340}$$

gdje je $z'_g = 14$, kao praktički granični broj zubi NULTOG čelnika s ravnim zubima, sa $\alpha = 20°$ [vidi str. 336 i jednadžbu (276)].



Slika 379. Zamjena kugle stošcem



Slika 380. Srednji ekvivalentni čelnici stožnika

Za prikazivanje uvjeta zahvata zamišljamo da su oba stožnika zamijenjena sa dva čelnika s dopunskim (virtualnim) brojem zubi z_{v1} i z_{v2} (sl. 380). Za proračun sila i opteretivosti upotrebljavamo srednje vrijednosti evolventnih čelnika, dobivene na sredini širine zuba stožnika. *Najveći modul koji se javlja na stožniku m* bira se prema DIN 780, JUS M.C1.015 (tablice 124 i 124a, str. 333). Prema tome iznosi

$$\textit{srednji modul} \qquad m_m = m\,(1 - 0{,}5\,b/R_a) \tag{341}$$

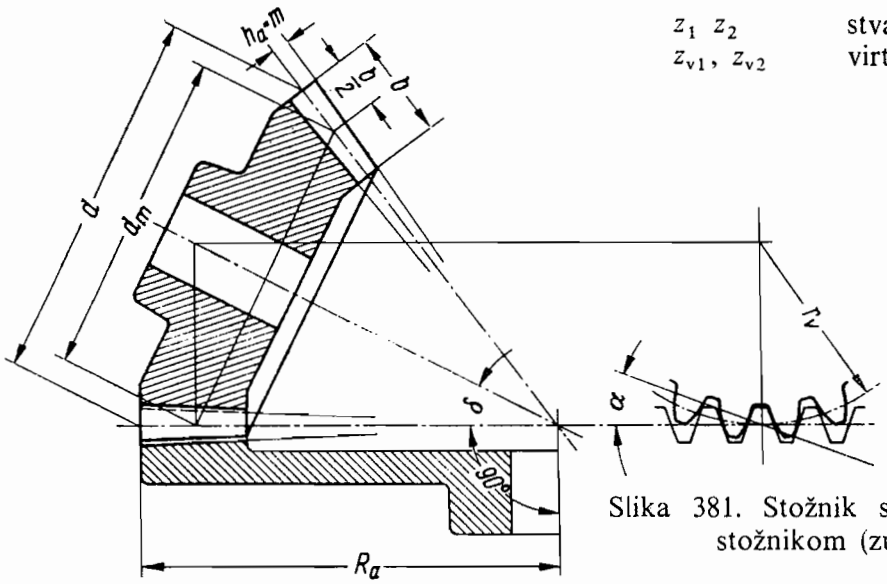
m_m u mm	srednji modul,
m u mm	modul na čelu stožnika (tablica 124 i 124a),
b u mm	širina zuba,
R_a u mm	odgovarajući polumjer osnovnog stožnika (zupčane ploče) prema jednadžbi (344).

U odnosu na stvaran broj zubi z i virtualni z_v, razlikujemo i dva kinematska prijenosna omjera:

apsolutni kinematski prijenosni omjer $u = z_2/z_1$ (342)

virtualni prijenosni omjer $u_v = z_{v2}/z_{v1}$ (343)

z_1 z_2 stvarni broj zubi stožnika,
z_{v1}, z_{v2} virtualni broj zubi stožnika.



Slika 381. Stožnik s pripadajućim osnovnim stožnikom (zupčanom pločom)

Stupanj prekrivanja ε_α može se izračunati pomoću jednadžbi (291) do (293), str. 343, ako su sve veličine svedu na ekvivalentne čelnike (s modulom m, m_m ili $m=1$). Uvrštavati treba tada za $r_a = r_{va}$, za $r_b = r_{vb}$, a za $a = a_v = r_{v1} + r_{v2}$. Pri tome je $r_v = z_v \cdot m/2$, $r_{va} = r_v + m$, $r_{vb} = r_v \cos\alpha$. Na sl. 381 prikazan je u presjeku stožnik sa svojim osnovnim stožnikom (zupčanom pločom). Za osnovni stožnik je $\delta_P = 90°$.

Radijus osnovnog stožnika (zupčane ploče) $R_a = r/\sin\delta$ (344)

r je diobeni radijus stožnika $= d/2$ [jednadžba (349)].

Broj zubi odgovarajućeg osnovnog stožnika (zupčane ploče) izračunava se pomoću $z_P = 2R_a/m$ ili

broj zubi osnovnog stožnika (zupčane ploče) $z_P = z/\sin\delta$ (345)

Kut diobenog stošca δ_1 para stožnika može se izračunati pri zadanom kutu koji međusobno zatvaraju osi Σ i kinematskog prijenosnog omjera u, pomoću jednadžbi

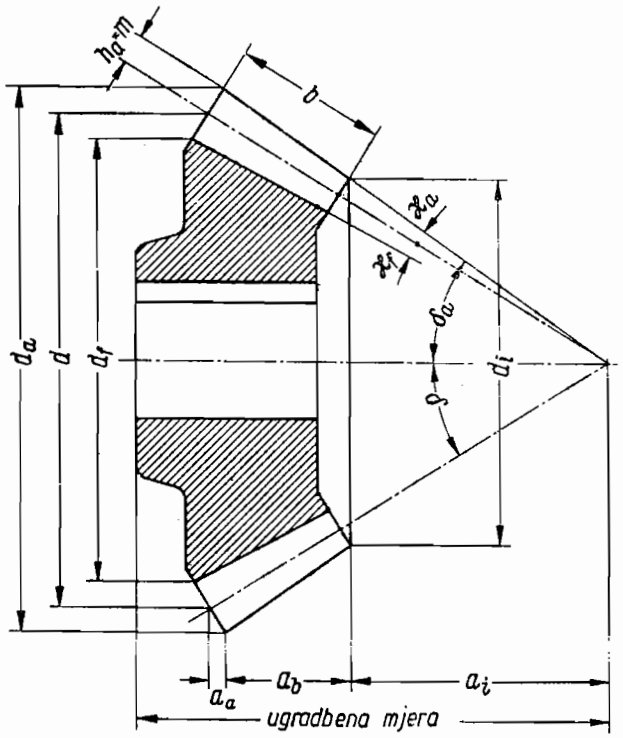
$$\Sigma < 90°: \qquad \tan\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma} \tag{346}$$

$$\Sigma = 90°: \qquad \tan\delta_1 = 1/u \tag{347}$$

$$\Sigma > 90°: \qquad \tan\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma} \tag{348}$$

Ako je $\delta_2 > 90°$, onda je to *unutarnje ozubljenje*, pa treba z_2 uvrštavati s negativnim predznakom. Na taj način bit će *negativni* svi promjeri ovog zupčanika i kinematski omjeri broja zubi u i u_v. U jednadžbu (348) treba uvrštavati u sa *pozitivnim* predznakom, jer onda δ_1 ne može biti negativan. Osim toga treba obratiti pažnju da kod $\Sigma > 90°$ i $\cos\Sigma$ postaje *negativan*!

Kut diobenog stošca velikog zupčanika je tada $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$



Slika 382. Dimenzije stožnika s ravnim zubima

Slika 382 prikazuje stožnik u presjeku. Iz geometrijskih odnosa slijedi:

promjer diobene kružnice	$d = z \cdot m$	(349)
srednji promjer diobene kružnice	$d_m = z \cdot m_m$	(350)
promjer tjemena kružnice	$d_a = d + 2h_a \cdot \cos \delta$	(351)
promjer podnožne kružnice	$d_f = d - 2h_f \cdot \cos \delta$	(352)
tjemeni kut	$\tan \varkappa_a = h_a / R_a$	(353)
podnožni kut	$\tan \varkappa_f = h_f / R_a$	(354)
kut tjemenog stošca	$\delta_a = \delta + \varkappa_a$	(355)
projekcija širine zuba	$a_b = b \cdot \cos \delta_a / \cos \varkappa_a$	(356)
projekcija tjemena zuba	$a_a = h_a \cdot \sin \delta$	(357)
unutarnji promjer tjemene kružnice	$d_i = d_a - 2b \cdot \sin \delta_a / \cos \varkappa_a$	(358)
unutarnja visina stošca	$a_i = 0{,}5\, d_i / \tan \delta_a$	(359)

m standardni modul prema DIN 780, JUS C.M1.016 (tablice 124 i 124a, str. 333),
m_m srednji modul prema jednadžbi (341), str. 375,
h_a tjemena visina zuba, u normalnim slučajevima $= m$,
h_f podnožna visina zuba, u normalnim slučajevima $= 1{,}2\ m$,
R_a odgovarajući radijus osnovnog stožnika (zupčane ploče) prema jednadžbi (344).

Već mala aksijalna pomicanja zupčanika, npr. pri pogrešnoj montaži, a posebno progib vratila, prouzročuju odstupanja vrhova stožca od presjecišta osi vratila. Uslijed toga *bokovi ne nose jednakomjerno* i dolazi do lokalnog preopterećenja. Posljedica toga je, ako se još uzmu u obzir i odstupanja izrade, neravnomjeran (nemiran) rad i mogućnost zaglavljivanja. Zato treba da je *širina zuba* $b \leqq 10\,m$ i $b \leqq R_a/3$.

Za izbor *kvalitete ozubljenja* prema tablici 128, na str. 356, mjerodavna je najveća obodna brzina $v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$ u m/s.

Izrada stožnika teža je nego izrada čelnika, jer se korak i visina zuba mijenjaju po cijeloj širini zuba. S modulnim glodalima, koja se pomiču prema vrhu stošca pa time smanjuju kontinuirano širinu uzubine, ne dobiva se točan profil. Ovaj postupak predviđen je samo za podređene svrhe. Najčešće se stožnici blanjaju odvalnim postupkom. Alat je nož koji se kreće tamo-amo, a ima ravne oštrice. Oštrica se kreće (odvaljuje) po izratku kao osnovni stožnik (zupčana ploča).

9.8.2. Nulti stožnici s kosim i zakrivljenim bokovima

Stožnici s kosim i zakrivljenim bokovima (sl. 383) rade mirnije zbog dodatnog stupnja sprezanja bočnih linija, a i s manje udara nego stožnik s ravnim zubima. Bokovi jednog zupčanika imaju *desni*, a drugog *lijevi uspon*. U odnosu na stožnike s ravnim zubima, zamišljamo da su stožnici s kosim zubima nadomješteni čelnicima s kosim zubima, u sredini širine zuba gdje se mjeri *kut nagiba boka* β_m (sl. 384). Na vanjskom obodu kut nagiba boka iznosi β_a, a na unutranjem β_i.

Dopunski čelnici s kosim zubima imaju prema tome

$$\textit{srednji broj zuba dopunskog zupčanika} \quad z_n \approx z_v/\cos^3 \beta_m \tag{360}$$

sa z_v označen je virtualni broj zubi prema jednadžbi (339), str. 375. Virtualni broj zubi mjerodavan je i za proračun podrezanosti i iznosi

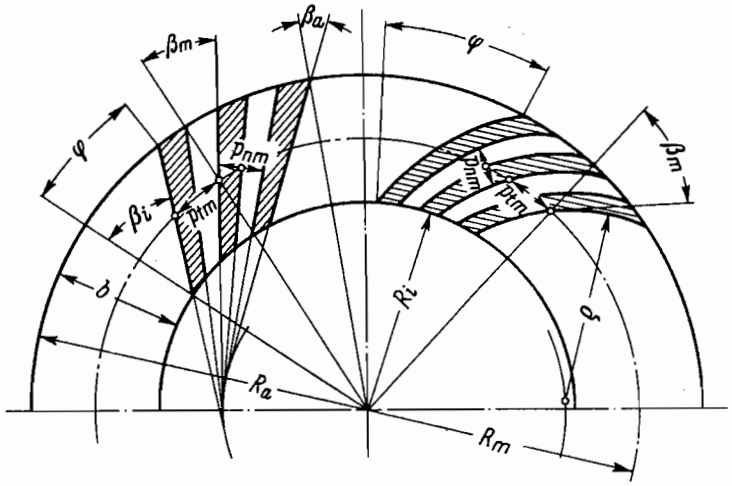
$$\textit{praktični granični broj zuba} \quad z'_{gK} \approx z'_g \cdot \cos\delta \cdot \cos^3 \beta_m \tag{361}$$

sa $z'_g = 14$ kao praktičnim graničnim brojem zubi **NULTIH** čelnika s ravnim zubima, kod $\alpha = 20°$ [vidi str. 336 i jednadžba (276)].

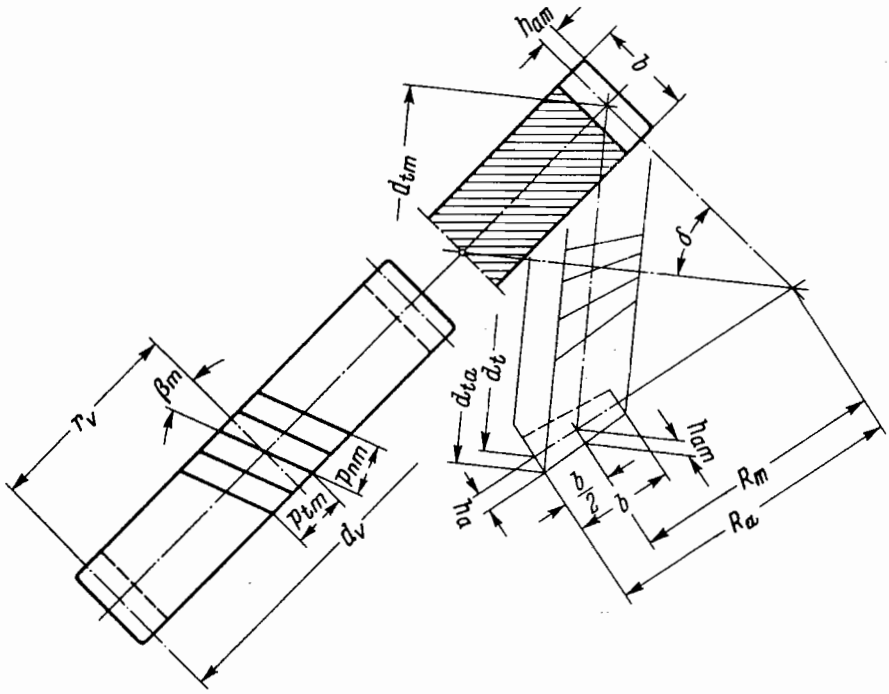
U pravilu se *srednji normalni modul* m_{nm} *izraduje u standardnim veličinama*, danim u tablicama 124 i 124a. Na m_{nm} počiva slijedeći proračun. On odgovara normalnom modulu čelnika s kosim zubima, pa ovdje, prema tome, srednjem ekvivalentnom čelniku. U sredini stožnika je tjemena visina $h_{am} = m_{nm}$, a podnožna $h_{fm} = 1{,}2\,m_{nm}$.

Kinematski omjer broja zubi u i u_v prema jednadžbama (342) i (343), str. 376, broj zuba odgovarajućeg osnovnog stožnika (zupčane ploče) prema jednadžbi (345), kut diobenog stošca δ_1 prema jednadžbama (346) do (348), str. 376.

Stupanj prekrivanja ε_α izračunava se pomoću jednadžbi (291) do (293), str. 343, ako se uvrštava $r_a = r_{va}$, $r_b = r_{vb}$, $a = a_v = r_{v1} + r_{v2}$, $\alpha_w = \alpha_t$, a za $p_e = p_{te}$. Pri tome je $r_v = z_v \cdot m_t/2$, $r_{va} = r_v + m_n$, $r_{vb} = r_v \cdot \cos \alpha_t$, $p_{te} = m_n \cdot \pi/\cos \beta_m$, $\tan \alpha_t = \tan \alpha/\cos \beta_m$, ako je α NULTI kut zahvatne linije (u pravilu $\alpha = 20°$). Pri tome se m_n može proizvoljno birati (najbolje $m_n = 1$), a $m_t = m_n/\cos \beta_m$.



Slika 383. Razvijeni plašt stožnika s kosim i zakrivljenim zubima



Slika 384. Svođenje stožnika s kosim zubima na čelnik s kosim zubima

Duljina dodirnog luka bočnih linija $g_\beta = \varphi \cdot R_a$, pa je prema tome

stupanj prekrivanja bočnih linija $\varepsilon_\beta = g_\beta/p_{tm}$ (362)

sa $p_{tm} = m_{nm} \cdot \pi/\cos \beta_m$ za srednji čeoni korak. Kut prekrivanja bočnih linija φ najlakše se može ustanoviti crtanjem (vidi sl. 383). Najčešće se bira $\varepsilon_\beta \approx 1$, a širina zupčanika $b \leqq 10\, m_{nm}$ i $b \leqq R_a/3{,}5$.

U odnosu na čelnike s kosim zubima, iz geometrijskih odnosa slijede (vidi sl. 384):

srednja diobena kružnica $$d_{tm}=\frac{m_{nm}\cdot z}{\cos\beta_m} \quad (363)$$

srednji radijus osnovnog stožnika (zupčane ploče)

$$R_m=r_{tm}/\sin\delta \quad (364)$$

vanjski radijus osnovnog stožnika (zupčane ploče)

$$R_a=R_m+0{,}5\,b \quad (365)$$

diobena kružnica $$d_t=d_{tm}\,(1+0{,}5\,b/R_m) \quad (366)$$

tjemena visina $$h_a=m_{nm}\,R_a/R_m \quad (367)$$

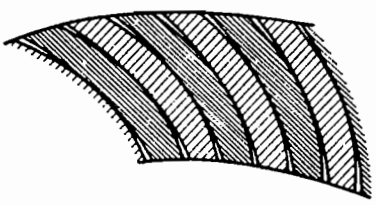
podnožna visina $$h_f=1{,}2\,h_a \quad (368)$$

tjemeni promjer $$d_{ta}=d_t+2h_a\cdot\cos\delta \quad (369)$$

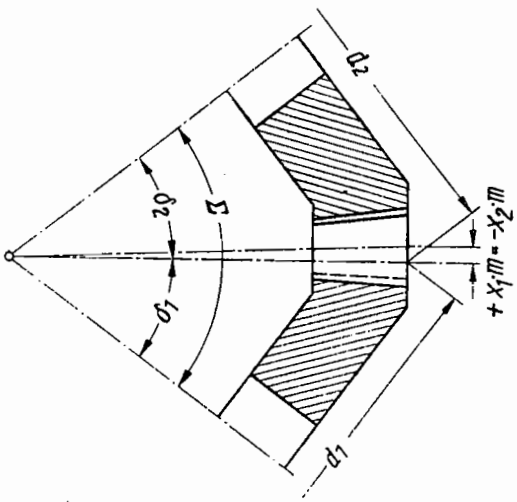
podnožni promjer $$d_{tf}=d_t-2h_f\cdot\cos\delta \quad (370)$$

Sve ostale dimenzije izračunavaju se iz jednadžbi (353) do (359), str. 377. Isto se tako izvodi *vanjski normalni modul* m_n *u standardnim veličinama* (tablice 124 i 124a). Tada prednje jednadžbe moraju biti odgovarajuće primijenjene, jer je tada $h_a=m_n$, a $h_f=1{,}2\,m_n$. Time postaje $h_{am}=h_a\cdot R_m/R_a$, a $h_{fm}=1{,}2\,h_a$.

Kvalitet ozubljenja prema tablici 128, str. 356, utvrđuje se prema najvećoj obodnoj brzini $v=d_{t1}\cdot\pi\cdot n_1=d_{t2}\cdot\pi\cdot n_2$ u m/s. Dopušteno odstupanje koraka zahvata (tablica 127, str. 355) utvrđuje se prema m_{nm} i d_{tm}, ako se m_{nm} bira prema tablicama 124 i 124a, odnosno prema m_n i d_t, ako se m_n bira iz tablica 124 i 124a.



Slika 385. Zahvat paliodnog ozubljenja stožnika



Slika 386. V-NULTI par stožnika

Kod *paloidnog ozubljenja* (sl. 385) bokovi su zakrivljeni u obliku evolvente i ne dodiruju se međusobno na cijeloj duljini bokova. Zubi su na oba kraja malo tanji. Na taj način postiže se dobar rad i kod većeg progiba vratila nastalog opterećenjem, što bi inače ometalo rad zubi u zahvatu. Kod paloidnih

stožnika može se broj zubi sniziti na 6, a u posebnim slučajevima i na 4. Time se može ostvariti prijenosni omjer čak do $i=15$. Ozubljuje se stožastim glodalom.

9.8.3. V-parovi

Pri izradi odvaljuje se alat u obliku osnovnog stožnika (zupčane ploče) sa zupčanikom po diobenom stošcu, bez klizanja, i proizvodi oktoidno ozubljenje. Dva na ovaj način proizvedena zupčanika mogu samo onda imati ispravan zahvat, ako diobeni stošci ostanu i kinematski stošci. To je kod *V-NULTOG* para moguće pri $x_2=-x_1$ (sl. 386). Pozitivni pomak profila na oba zupčanika moguć je samo onda ako prijenosni omjer i ostane sačuvan i kod omjera pogonskih kinematskih promjera. Izrada je dosta otežana.

Besprijekoran pomak profila može se ostvariti na ozubljenju sa sfernom evolventom. Oni se, međutim, zbog skupe izrade ne upotrebljavaju.

Osim pomaka profila, o čemu je naprijed govoreno, postoji kod stožnika i tzv. *postrani pomak profila.* Ovim pomakom postaju zubi manjeg zupčanika deblji, a da se pri tome uvjeti zahvata ne mijenjaju. Debljina zuba velikog zupčanika postaje manja. Time je omogućeno izravnavanje opteretivosti obaju zupčanika.

Objašnjenje geometrijskih odnosa za različite mogućnosti pomaka profila odvela bi previše u širinu. Ta materija obrađena je u DIN 3971.

9.9. Proračun nosivosti stožnika

9.9.1. Opterećenje zuba

Kao kod čelnika, polazi se od

specifične pogonske sile

$$w=\frac{F_{tm}}{b}K_1 \tag{371}$$

w u N/mm	specifična pogonska sila na srednjoj diobenoj kružnici stožnika,
F_{tm} u N	nazivna obodna sila na srednjoj diobenoj kružnici, prema jednadžbi (372),
b u mm	širina zuba,
K_1	pogonski faktor prema tablici 125, str. 351.

nazivna obodna sila

$$F_{tm}=\frac{T_1}{r_{m1}}=\frac{P_1}{\omega_1 \cdot r_{m1}}=\frac{P_1}{v_m} \tag{372}$$

T_1 u Nm	nazivni okretni moment malog stožnika,
r_{m1} u m	srednji radijus diobene kružnice malog stožnika kod ravnog ozubljenja je $r_{m1}=d_{m1}/2$ [jednadžba (350), str. 377]. Kod kosog i zakrivljenog ozubljenja je $r_{tm1}=d_{tm1}/2$ [jednadžba (363) str. 380],
P_1 u W	nazivna snaga malog stožnika koju treba prenijeti,
ω_1 u rad/s	kutna brzina malog stožnika,
v_m u m/s	srednja obodna brzina stožnika.

Pomoću specifične pogonske sile w izračunava se

specifično opterećenje $$w_t = w \cdot K_v \tag{373}$$

w_t u N/mm specifično opterećenje na srednjoj diobenoj kružnici stožnika,
K_v dinamički faktor prema jednadžbi (321) str. 359. U jednadžbu treba uvrštavati obodnu brzinu srednjih diobenih promjera $v_m = d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1$, odnosno $d_{tm1} \cdot \pi \cdot n_1$.

9.9.2. Nosivost korijena zuba

Polazi se od

specifične obodne sile $$w_{Ft} = w_t K_{F\beta} \tag{374}$$

w_t u N/mm specifično opterećenje prema jednadžbi (373),
$K_{F\beta}$ faktor raspodjele opterećenja koji u pravilu iznosi $= 1{,}2$.

Time se dobiva za svaki korijen zuba

naprezanje na savijanje $$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{m_{nm}} Y_{F1} \cdot Y_\beta \tag{375}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2}/Y_{F1} \tag{376}$$

m_{nm} srednji normalni modul, kod ravnog ozubljenja $= m_m$,
Y_{F1}, Y_{F2} faktor oblika zuba prema tablici 133, str. 363; za ravno ozubljenje treba uvrštavati $z_n = z_v$; za unutarnje ozubljenje $Y_{F2} = 2{,}07$,
Y_β faktor zakošenosti boka prema legendi jednadžbe (324), str. 361. Tamo treba uvrštavati za $\beta = \beta_m$.

Sigurnosti S_{F1} i S_{F2} *u odnosu na dinamičku izdržljivost*, treba izračunavati prema jednadžbi (326), str. 361.

9.9.3. Nosivost bokova

Polazi se od *specifične obodne sile* w_{Ht} na srednjoj diobenoj kružnici stožnika, koja je jednaka specifičnoj obodnoj sili w_{Ft} iz jednadžbe (374). Uvrštavanjem $w_{Ht} = w_{Ft}$ izračunava se

Hertzovo naprezanje $$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{v1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}\, Z_H \cdot Z_M \tag{377}$$

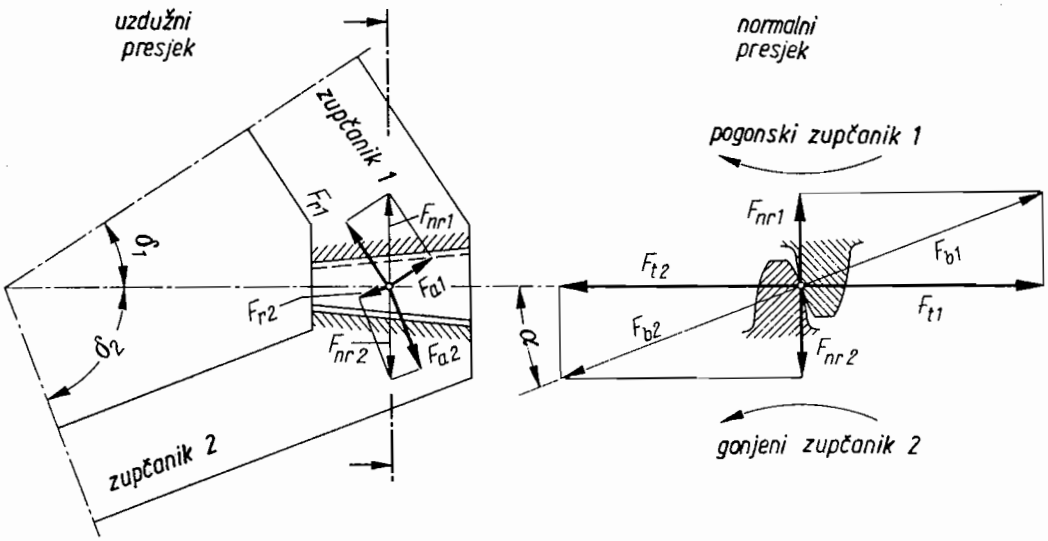
σ_H u N/mm^2 Hertzovo naprezanje bokova u kinematskom polu C,
w_{Ht} u N/mm specifična obodna sila na srednjoj diobenoj kružnici stožnika,
d_{v1} srednja diobena kružnica malog dopunskog čelnika $= m_m \cdot z_{v1}$ kod stožnika s ravnim zubima, $= m_{nm} \cdot z_{v1}/\cos\beta_m$ kod stožnika s kosim ili zakrivljenim zubima,
u_v virtualni kinematski omjer broja zubi prema jednadžbi (443) str. 376; kod unutarnjeg ozubljenja u_v je negativno,
z_H faktor oblika zuba prema tablici 136, str. 367. Za z_1 i z_2 treba uvrštavati virtualni broj zuba z_{v1} i z_{v2},
Z_M u $\sqrt{\text{N/mm}^2}$ faktor materijala prema tablici 137, str. 369.

Sigurnosti S_{H1} i S_{H2} *protiv rupičavosti bokova* izračunavaju se prema jednadžbama (329) i (330), str. 368. Vrijednosti minimalne sigurnosti izračunavaju se kod stožnika prema virtualnom broju zubi z_{v1}. *Vijek trajanja punog opterećenja* obaju stožnika povremeno opterećivanih prijenosnika, izračunavaju se pomoću jednadžbi (331) i (332), str. 369.

9.10. Odnosi sila na stožnicima

9.10.1. NULTI i V-NULTI stožnici sa ravnim zubima

Sl. 387 pokazuje uzdužni i poprečni (normalni) presjek para stožnika s ravnim zubima. Pretpostavlja se da sila na zub F_b djeluje na bokove normalnog profila u sredini zuba. Indeksom 2 označeno je djelovanje sila zupčanika 1 na zupčanik 2, a indeksom 1 reakciono djelovanje zupčanika 2 na zupčanik 1.



Slika 387. Odnosi sila na paru stožnika s ravnim zubima

Pogonski zupčanik 1 tlači slom F_{b2} na zupčanik 2 (akcija), koji jednako velikom suprotnom silom F_{b1} tlači na zupčanik 1 (reakcija). Obje sile razlažu se na obodnu komponentu F_{t1}, odnosno F_{t2}, na diobenom promjeru (okomite su na uzdužni presjek) i normalnu radijalnu komponentu F_{nr1} odnosno F_{nr2}. Ove komponente leže u uzdužnom presjeku i okomite su na izvodnice diobenih stožaca. Razlažu se na aksijalne F_{a1}, odnosno F_{a2} i radijalne komponente F_{r1} odnosno F_{r2}.

Sile koje djeluju na *pogonski zupčanik 1* su:

obodna sila
$$F_{t1} = \frac{T_1 \cdot K_1}{r_{m1}} = \frac{P_1 \cdot K_1}{\omega_1 \cdot r_{m1}} = F_{tm} \cdot K_1 \qquad (378)$$

aksijalna sila
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan\alpha \cdot \sin\delta_1 \qquad (379)$$

radijalna sila
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\delta_1 \qquad (380)$$

T_1 u Nm — okretni moment malog zupčanika koji treba prenijeti,
K_I — pogonski faktor prema tablici 125, str. 351,
r_{m1} u m — srednja diobena kružnica malog stožnika $=d_{m1}/2$ [jednadžba (350) str. 377],
ω_1 u rad/s — kutna brzina malog stožnika,
F_{tm} u N — nazivna obodna sila na diobenoj kružnici prema jednadžbi (372).

Na *gonjeni zupčanik* 2 djeluju:

obodna sila $$F_{t2}=F_{t1} \tag{381}$$

aksijalna sila $$F_{a2}=F_{t2}\cdot\tan\alpha\cdot\sin\delta_2 \tag{382}$$

radijalna sila $$F_{r2}=F_{t2}\cdot\tan\alpha\cdot\cos\delta_2 \tag{383}$$

Sile opterećuju ujedno i vratila na kojima su zupčanici, a time i ležaje. Sile trenja su zanemarene.

9.10.2. NULTI i V-NULTI stožnici s kosim i zakrivljenim bokovima

Slika 388 prikazuje sile na paru stožnika s kosim zubima. Prikazana su dva slučaja sprezanja zupčanih parova sa suprotnim nagibima bokova. U normalnom presjeku se sile koje djeluju na zub F_{bn1} i F_{bn2} razlažu na normalne obodne komponente F_{n1} i F_{n2} normalne radijalne komponente F_{nr1} i F_{nr2}. U tlocrtu se F_{n1} odnosno F_{n2} razlaže na obodne komponente F_{t1} odnosno F_{t2}, koje djeluju na diobenoj kružnici, i komponente plašta F_{m1} odnosno F_{m2}.

Sile F_{nr1} odnosno F_{nr2} i F_{m1} odnosno F_{m2}, daju rezultante R_1 odnosno R_2. Ove se razlažu konačno u aksijalnu silu F_{a1} odnosno F_{a2} i radijalnu silu F_{r1} odnosno F_{r2}.

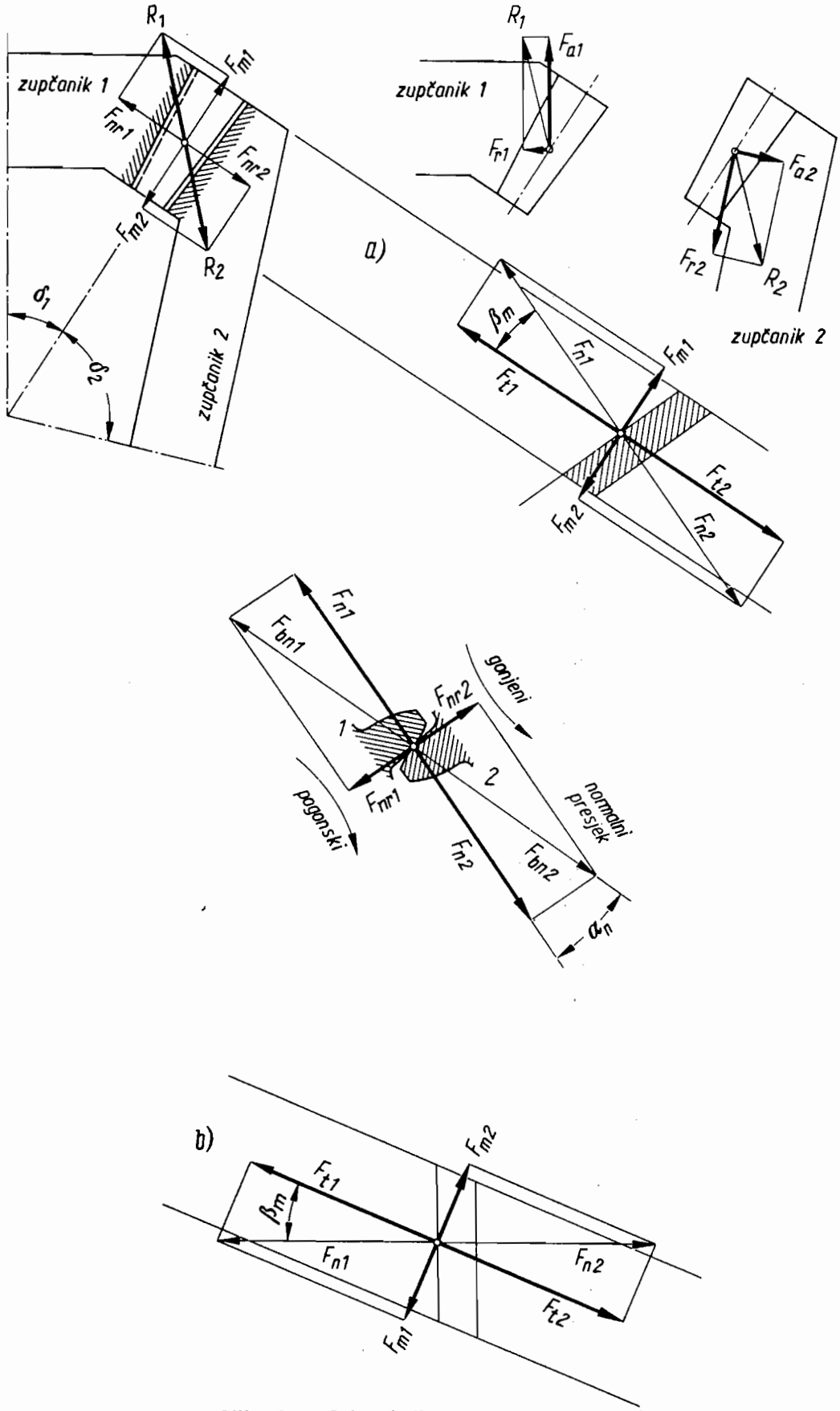
Na *pogonski zupčanik* djeluje:

obodna sila $$F_{t1}=\frac{T_1\cdot K_1}{r_{tm1}}=\frac{P_1\cdot K_1}{\omega_1+r_{tm1}} \tag{384}$$

aksijalna sila $$F_{a1}=F_{t1}\left(\tan\alpha_n\frac{\sin\delta_1}{\cos\beta_m}\pm\tan\beta_m\cdot\cos\delta_1\right) \tag{385}$$

radijalna sila $$F_{r1}=F_{t1}\left(\tan\alpha_n\frac{\cos\delta_1}{\cos\beta_m}\mp\tan\beta_m\cdot\sin\delta_1\right) \tag{386}$$

T_1, K_I, P_I, ω_1 — vidi legendu uz jednadžbu (378),
r_{tm1} u m — srednji radijus diobene kružnice malog stožnika $=d_{tm1}/2$ [jednadžba (363). str. 380].



Slika 388. Odnosi sila na paru stožnika s kosim zubima
a) zupčanik 1 je lijevohodan, a zupčanik 2 desnohodan; *b*) zupčanik 1 je desnohodan, a zupčanik 2 lijevohodan

Na *gonjeni zupčanik* 2 djeluju:

obodna sila $$F_{t2} = F_{t1} \tag{387}$$

aksijalna sila $$F_{a2} = F_{t2}\left(\tan\alpha_n \frac{\sin\delta_2}{\cos\beta_m} \mp \tan\beta_m \cdot \cos\delta_2\right) \tag{388}$$

radijalna sila $$F_{r2} = F_{t2}\left(\tan\alpha_n \frac{\cos\delta_2}{\cos\beta_m} \pm \tan\beta_m \cdot \sin\delta_2\right) \tag{389}$$

Ove sile opterećuju također vratila i ležaje.

Navedene jednadžbe vrijede samo za zadani smjer vrtnje! Pri promjeni smjera vrtnje djeluju sile F_{nr1} i F_{nr2} obratno. Sile treba tada odgovarajuće izračunati.

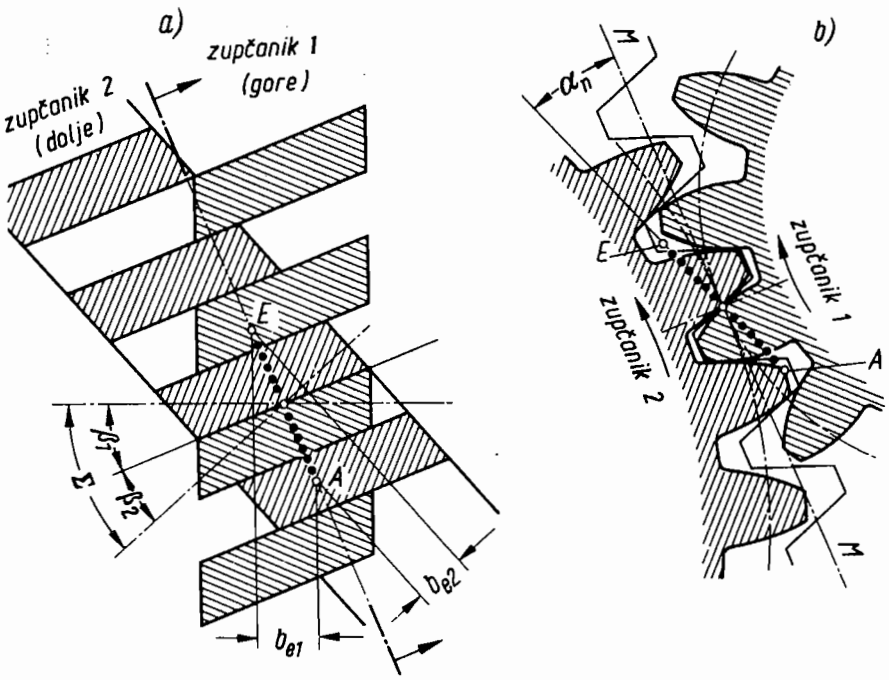
Gornji plus ili minus predznaci važe za ljevohodni zupčanik 1 (sl. 288a),
donji predznaci za desnohodni zupčanik 1 (sl. 388b).

9.11. Vijčanici

9.1.1. Uvjeti zahvata

Ako se sparuju dva NULTA zupčanika s različitim kutom nagiba bokova, koji u normalnom presjeku imaju jednak kut zahvatne linije α_n, nastaje vijčanik (sl. 389), čije se osi sijeku pod

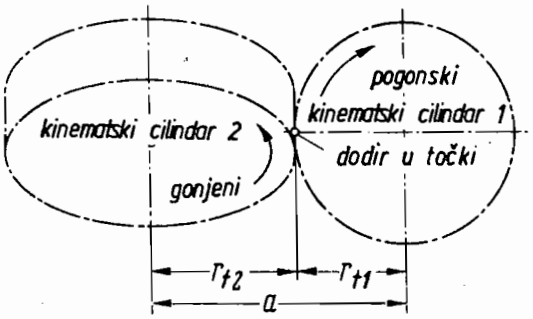
kutom koji zatvaraju osi $$\Sigma = \beta_1 + \beta_2 \tag{390}$$



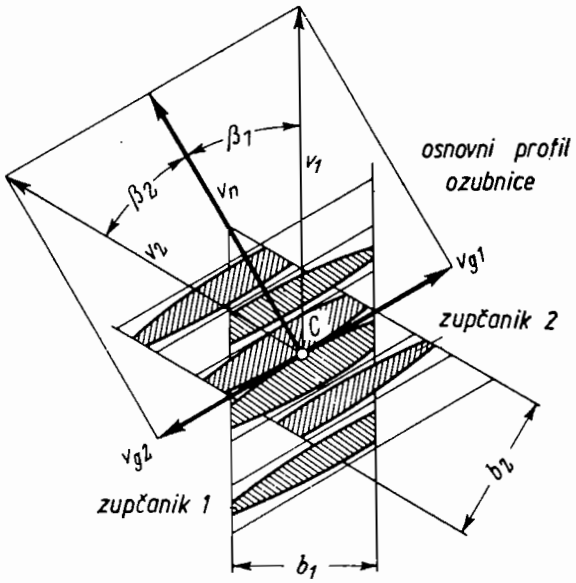
Slika 389. Vijčanici: *a*) razvijeni diobeni cilindri obaju zupčanika; *b*) normalni profil

Zubi obaju zupčanika imaju najčešće jednak smjer uspona, tj. oba su ljevohodna. Kut nagiba boka β_1 pogonskog zupčanika 1 treba da je *veći* od kuta nagiba boka β_2 gonjenog zupčanika 2.

Kinematski cilindri dodiruju se u točki (sl. 390), pa se i bokovi dodiruju tu točki. Slika 389b prikazuje normalni profil sparenih zupčanika sa standardnim profilom. Zahvat se ostvaruje isključivo u tom normalnom presjeku, na putu zahvata $\overline{AE}$. Ovdje ne dolazi do prekrivanja bočnih linija. *Stupanj prekrivanja* ε_α treba računati tako kao da se radi o čelnicima s ravnim zubima, s brojem zubi $z_1 = z_{n1}$ i $z_2 = z_{n2}$ i modulom $m = m_n$, ako je z_n fiktivan broj zubi prema jednadžbi (303), str. 347. Za zupčanike i razmake osi važi inače ono što je rečeno u poglavljima 9.1.12. i 9.1.13.



Slika 390. Dodir u točki kinematskih cilindara



Slika 391. Odnosi obodnih brzina i brzina klizanja

Pored međusobnog valjanja bokova dolazi još do uzdužnog klizanja, što se vidi na sl. 391, koja prikazuje presjek srednjom linijom standardnog profila. Zupčanik 1 okreće se obodnom brzinom v_1, a zupčanik 2 sa v_2. U smjeru uzdužne linije boka djeluju komponente $v_{g1} = v_1 \cdot \sin\beta_1$ i $v_{g2} = v_2 \cdot \sin\beta_2$. U smjeru zahvatne linije moraju oba zupčanika imati jednaku brzinu $v_n = v_1 \cdot \cos\beta_1 = v_2 \cdot \cos\beta_2$. Radi suprotnog smjera djelovanje v_{g1} i v_{g2} ili zbog njihovih različitih veličina kližu bokovi u uzdužnom smjeru sa

brzinom klizanja
$$v_g = v_{g1} + v_{g2} = v_1 \frac{\sin\Sigma}{\cos\beta_2} \tag{391}$$

Diobene kružnice vrte se

obodnim brzinama
$$v_1 = d_{t1} \cdot \pi \cdot n_1 \tag{392a}$$
$$v_2 = d_{t2} \cdot \pi \cdot n_2 \tag{392b}$$

v_1, v_2 u m/s	obodne brzine diobenih kružnica zupčanika,
d_{t1}, d_{t2} u m	diobeni promjeri zupčanika,
n_1 i n_2 u s^{-1}	brzine vrtnje zupčanika.

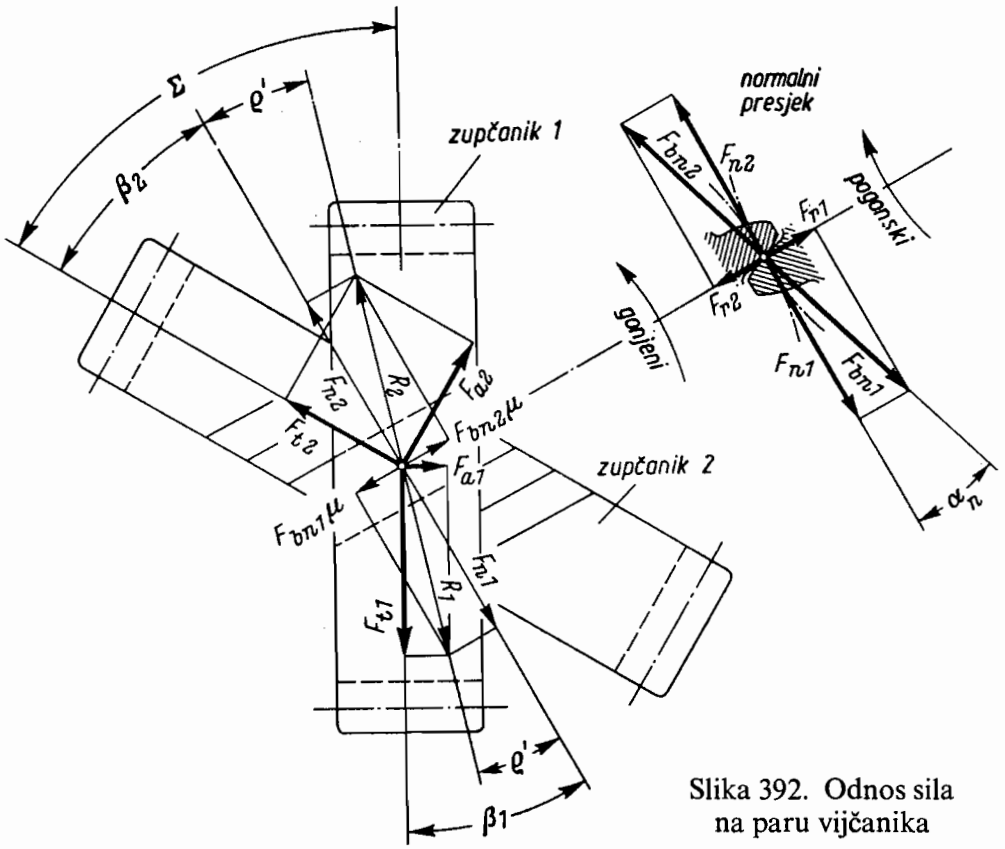
Na sl. 389a ucrtane su projekcije b_{e1} i b_{e2} zahvatne linije $\overline{AE}$. Izvan tih dužina nema dodira bokova. Nema stoga svrhe zube izvoditi mnogo šire nego što to zahtijeva zahvatna linija. Uobičajeno je: $b = 5$ do $10\, m_n$.

9.11.2. Odnosi sila, iskoristivost

Indeksom 2 označeno je djelovanje zupčanika 1 na zupčanik 2. Indeksom 1 označeno je reaktivno djelovanje zupčanika 2 na zupčanik 1.

U normalnom presjeku djeluje u dodirnoj točki sila na zub F_{bn} (sl. 392) okomito na bokove, prolazeći kinematskom točkom. Sila F_{bn} razlaže se u kinematskoj točki C na normalnu F_n i radijalnu komponentu F_r.

U smjeru bokova djeluje sila trenja $F_{bn} \cdot \mu$, koja u tlocrtu daje sa silom F_n rezultantu R. Rezultanta R razlaže se u obodnu silu F_t i aksijalnu silu F_a.



Slika 392. Odnos sila na paru vijčanika

Iz geometrijskih odnosa proizlaze:

sile na pogonskom zupčaniku 1:

obodna sila
$$F_{t1} = K_1 \cdot T_1 / r_{t1} \tag{393}$$

aksijalna sila
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta_1 - \varrho') \tag{394}$$

radijalna sila
$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varrho'}{\cos(\beta_1 - \varrho')} \tag{395}$$

Sile na gonjenom zupčaniku 2:

obodna sila
$$F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos(\beta_2 + \varrho')}{\cos(\beta_1 - \varrho')} \tag{396}$$

aksijalna sila $$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\beta_2 + \varrho') \tag{397}$$

radijalna sila $$F_{r2} = F_{r1} \tag{398}$$

F u N	sile,
K_1	pogonski faktor $\geqq 1$, eventualno tablica 125, str. 351,
T_1 u Nm	nazivni okretni moment pogonskog zupčanika, izračunat iz pogonske snage P_1 prema jednadžbi (400),
r_{t1} u m	radijus diobene kružnice zupčanika 1 $= d_{t1}/2$,
ρ' u °	reducirani kut trenja; uz dobro podmazivanje može se uzeti da je $\rho' \approx 6$, odnosno $\tan \rho' \approx 0{,}1$.

Kod vijčanika postoje slični odnosi kao kod vijaka za pokretanje (vidi 2.2.2. na str. 105). Naime, uzdužnim klizanjem gubi se dio pogonske snage P_1, u obliku snage trenja, tako da je odvedena snaga P_2 manja od dovedene. Osim toga treba uzeti u obzir još i iskoristivost η valjanjem bokova zubi, te trenje ležaja (vidi 9.4. na str. 356). Za vijčanike iznosi

ukupna iskoristivost $$\eta_g \approx \eta_s \cdot \eta = \frac{1 - \tan \varrho' \cdot \tan \beta_2}{1 + \tan \varrho' \cdot \tan \beta_1} \eta \tag{399}$$

η_s	iskoristivost zbog vijčanog djelovanja,
η	iskoristivost (valjanje bokova i trenje ležaja) prema 9.4. na str. 356.

Uz zadanu snagu koju treba odvesti P_2, iznosi

pogonska snaga $$P_1 = P_2/\eta_g = T_1 \cdot \omega_1 \tag{400}$$

u W. Pri tome je T_1 u Nm nazivni okretni moment zupčanika 1, a ω_1 u rad/s njegova kutna brzina.

Najveća moguća iskoristivost vijčanim djelovanjem postiže se kada je $\beta_1 = 0{,}5\,(\Sigma + \varrho')$. Samokočivost nastaje kada je $\beta_2 \geqq 90° - \varrho'$. U tom slučaju prijenos gibanja nije moguć ni uz uporedbu najvećih sila.

9.11.3. Nosivost

Zbog dodira u točki mogu se vijčanicima prenositi samo relativno male snage. Uzdužno klizanje bokova zahtijeva materijale otporne na trošenje, ili kaljene čelične zupčanike, te podmazivanje uljima za visoke tlakove. Najčešće se zadovoljavamo proračunom nosivosti kao kod zupčanika od plastičnih materijala (vidi 9.6.5. na str. 371), izračunavanjem

faktora opterećenja $$C = \frac{F_t}{b_e \cdot p_n} \tag{401}$$

C u N/mm²	faktor opterećenja,
F_t u N	odgovarajuća obodna sila [jednadžbe (393) i (396) na str. 389] sa pogonskim faktorom $K_1 = 1$ (ne uzimajući u obzir udarno opterećenje),
b_e u mm	noseća širina zuba $\approx p_t$ odgovarajućeg zupčanika,
p_n u mm	normalni korak $= m_n \cdot \pi$.

Tablica 139. Dopuštene C-vrijednosti i faktori temperatura q_T za vijčanike

Sparivanje materijala	v_g m/s	C_{dop} N/mm²	q_T mm²/kW	Sparivanje materijala	v_g m/s	C_{dop} N/mm²	q_T mm²/kW
Kaljeni čelik na kaljeni čelik	3	4	2700	Nezakaljeni čelik na kalajnu broncu	3	1,6	5400
	4	3,3			5	1,2	
	5	2,8			8	0,8	
	6	2,5		Sivi lijev na sivi lijev ili nezakaljeni čelik na sivi lijev	1	1,8	9500
	7	2,2			2	1,4	
	8	2			3	1,1	

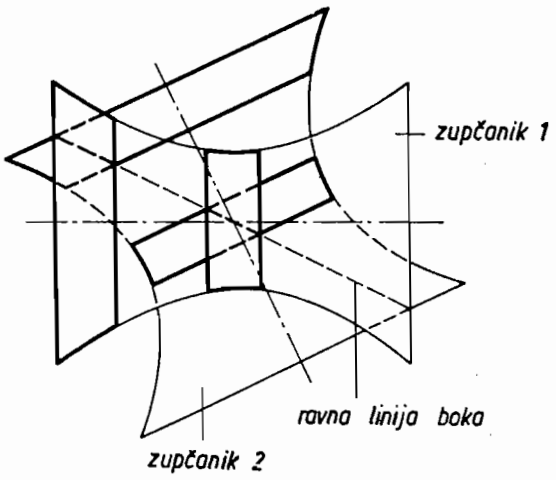
Faktor opterećenja C treba izračunati za svaki od zupčanika u paru, a dobivenu veću vrijednost usporediti sa dopuštenom. *Dopuštene vrijednosti faktora opterećenja* za trajan pogon vidi u tablici 139. Kod kaljenog i brušenog zupčanika, koji radi u paru sa zupčanikom od sivog lijeva ili bronce, dozvoljene su 1,25 puta veće vrijednosti. Za pogone koji rade povremeno $\approx 1{,}5$ puta veće vrijednosti. Kod čelika na čelik potrebno je obilno podmazivanje.

$$\textit{Sigurnost protiv zaribavanja} \quad S_F = \frac{d_{t1} \cdot b_1}{P_2 \left(\frac{1}{\eta_g} - 1 \right) q_T} \geqq 1{,}2 \qquad (402)$$

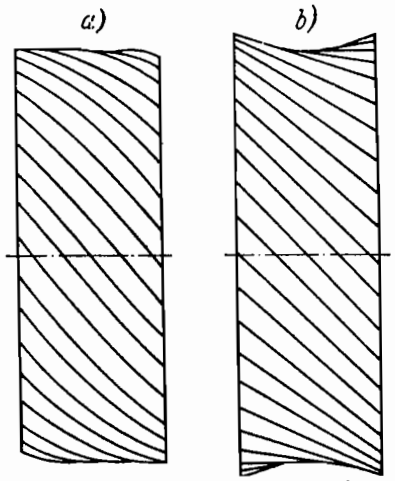
d_{t1} u mm promjer diobene kružnice pogonskog zupčanika,
b_1 u mm izvedena širina pogonskog zupčanika,
P_2 u kW odvedena snaga zupčanika 2,
η_g ukupna iskoristivost prema jednadžbi (399),
q_T u mm²/kW faktor temperature prema tablici 139.

9.11.4. V-vijčanici, hiperboloidni vijčanici

Budući da je trajnost vijčanika zavisna gotovo isključivo od uzdužnog klizanja bokova, *pomak profila vijčanika nije uobičajen.* Prema tome, razmak osi mora biti doveden na propisnu mjeru. U tom slučaju svode se odnosi sila i gibanja isključivo na kinematske kružnice promjera d_{w1} i d_{w2}.



Slika 393. Nastajanje hiperboloidnih zupčanika



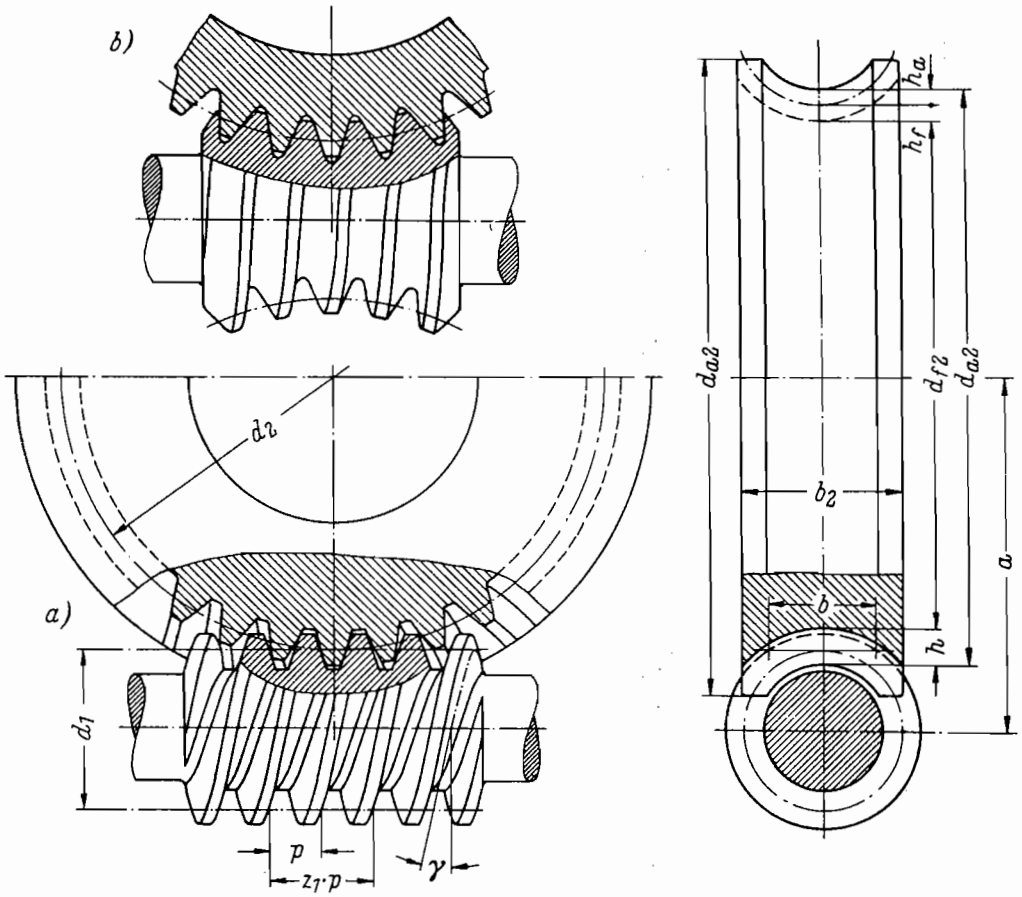
Slika 394. Vijčanici: *a*) čelnik s kosim zubima; *b*) hiperboloidni zupčanik

Da bi se izbjegao neugodan dodir u točki vijčanika, zupčanici se mogu tako oblikovati da dobiju ravne zube (sl. 393), koji se ne moraju zakrivljavati po plaštu kinematskog cilindra. Kinematske površine su u tom slučaju *hiperboloidi.* To su tijela koja nastaju ako hiperbolu rotiramo oko osi vrtnje kola. Tijelo takva hiperboloida teže se izrađuje. No zato je ozubljavanje u diobenom postupku jednostavno. Rezni alat pomiče se pri tome, pravocrtno, dok izradak miruje. U bilo kojem normalnom presjeku uvjeti zahvata su identični kao i u čelnicima s ravnim zubima, s fiktivnim brojem zubi z_{n1} i z_{n2}. Dodirna linija bokova je linija preko cijele širine zuba. Radi toga u jednadžbu (401) treba uvrštavati $b_e = b$, što znači stvarnu širinu zupčanika. Na sl. 394 prikazan je jedan čelnik s kosim zubima i jedan hiperboloidni zupčanik.

9.12. Pužni prijenosnici

9.12.1. Vrste, uvjeti zahvata i dimenzije

Pužni prijenosnici (sl. 395) su *vijčanici* s osima koje se sijeku najčešće pod kutem 90°. Pogonski dio prijenosnika je puž koji može biti jednovojni ili viševojni, *cilidrična* ili *globoidna oblika,* a gonjeni dio je pužno kolo najčešće globoidna oblika (*globoid je* rotaciono tijelo s kružnim lukom kao generatri-



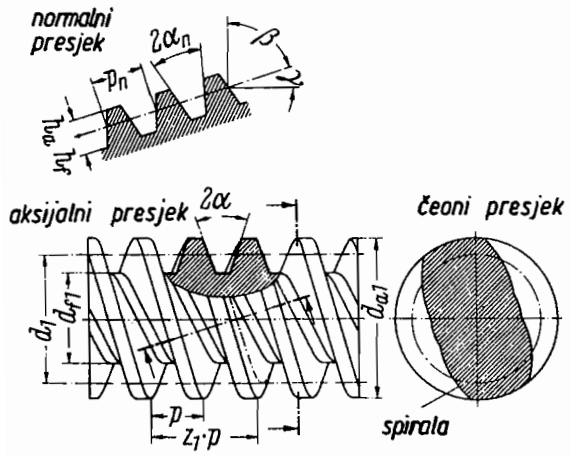
Slika 395. Pužni prijenosnik (crtan kao ljevohodan)
a) s cilindričnim pužem; *b*) s globoidnim pužem

som). Premda globoidni puževi omogućuju velik stupanj prekrivanja, cilindrični puževi imaju zbog svoje jednostavne izrade izvjesne prednosti, tako da će ovdje biti obrađeni samo oni.

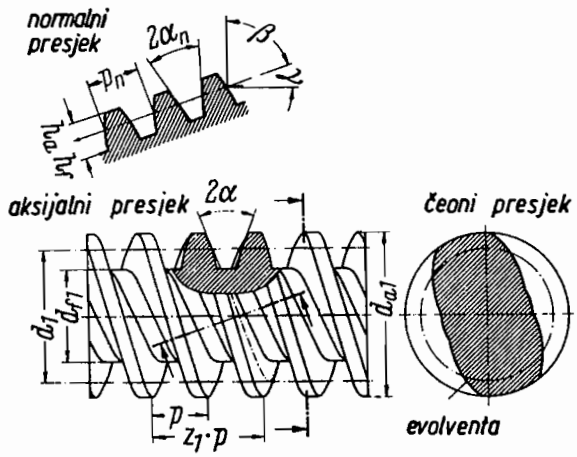
Zubi puža namataju se kao zavojnice oko kinematskog tijela. Bokovi puža dodiruju zube kola u liniji, za razliku od vijčanika s kosim zubima. Radi toga je rad pužnih prijenosnika mirniji od rada vijčanika, a manje se i troše. Pužni prijenosnici izvode se najčešće za velike prijenosne omjere.

Iz DIN 3975 (dimenzije i odstupanja cilindričnih puževa) proizlazi:

Broj zuba puža je broj izrađenih zuba u ravnini okomitoj na os vrtnje. To može biti 1, 2, 3 itd. zuba. Puž može biti desnohodni i ljevohodni. Desnohodni je onaj kod kojeg zavojnica u vertikalnom položaju puža ima uspon slijeva nadesno. Lijevohodni puž izvodi se samo iznimno.



Slika 396. Spiralni puž



Slika 397. Evolventni puž

Standardni profil pužnih prijenosnika javlja se u aksijalnom presjeku puža (sl. 396). U njemu su dane dimenzije visine zuba, tjemene zračnosti i debljine zuba. Taj aksijalni presjek može se usporediti s ozubnicom koja se za vrijeme jednog okretaja puža pomakne aksijalno za veličnu $z_1 \cdot p$. Zubi puža izrađuju se najčešće alatima s ravnim bokovima. To se može izvoditi na razne načine, pa na cilindričnim puževima razlikujemo slijedeće *oblike bokova*:

1. Oblik boka *A* (*ZA – puž*). Kod ovih puževa izvodnica (generatrisa) siječe os vrtnje. U čeonom presjeku nastaje arhimedova spirala (spiralni puž, sl. 396). Nož trapeznog presjeka nastavlja se tako da njegove oštrice leže u ravnini koja prolazi kroz os vrtnje.
2. Oblik boka *N* (*ZN – puž*). Izvodnica (generatrisa) nalazi se u ravnini koja je nagnuta prema osi vrtnje za veličinu srednjeg kuta uspona γ. Taj oblik nastaje obradom pomoću noža trapezna oblika, postavljenog u visinu osi vrtnje, tako da je prolazeći sredinom uzubine nagnut za kut uspona γ.
3. Oblik boka *K* (*ZK – puž*). Izvodnica (generatrisa) ovog puža nije pravac, već prostorna krivulja. Izrađuje se pomoću alata koji rotira (glodalo), a čije oštrice su trapezna oblika. Oštrice alata nagnute su za veličinu srednjeg

kuta uspona γ, tako da se središte uzubine puža poklapa sa linijama razmaka osi puža i osi alata (glodala ili brusne ploče). Čim je manji promjer alata, tim je manja izbočenost bokova puža (slično sl. 397).

4. Oblik boka *E* (*ZE — puž*). Kod ovog puža izvodnica (generatrisa) tangira temeljni cilindar, čija se os poklapa s osi puža. U čeonom presjeku nastaje evolventa (evolventni puž, sl. 397). Izrađuje se pomoću noža trapezna oblika postavljena tako, da je ravnina rezanja paralelna s ravninom koja prolazi kroz os vrtnje (iznad ili ispod osi vrtnje). Oblik boka odgovara čelniku s evolventnim zubima. Evolventni puževi mogu se prema tome proizvoditi i odvalnim postupkom.

Pod pojmom *faktor oblika puža* z_F podrazumijevamo odnos srednjeg promjera d_1 i modula m:

$$\textit{faktor oblika puža} \qquad z_F = d_1/m \tag{403}$$

Faktor oblika puža daje obilježje oblika samog puža, posebno moment otpora protiv savijanja. Od faktora oblika puža ovisi i srednji kut uspona

$$\tan \gamma = z_1/z_F \tag{404}$$

Kod $z_1=1$ je kod	$z_F=7$	10	17
	$\gamma=8{,}1°$	$5{,}7°$	$3{,}4°$

U DIN 3976 standardizirane su dimenzije, prijenosni omjeri, razmaci osi pužnih prijenosnika sa cilindričnim puževima i kutom zahvatne linije $\alpha_w = 20°$. Dan je vrlo veliki izbor, koji ovdje nije moguće navesti. Primjer označavanja cilindričnog puža ZN desnohodnog (R) sa $m = 4$ mm, $z_1 = 1$, $d_1 = 40$ mm je:

Puž ZN 4×40 R1 DIN 3976.

U tablici 140 dane su jednadžbe za proračun dimenzija pužnog prijenosnika s cilindričnim pužem, kod kojeg osi vrtnje zatvaraju kut od 90°. Kod pužnih prijenosnika moguć je i pomak profila, da bi se razmak osi doveo na određenu mjeru ili da bi se omogućio izbor drugih veličina kuta zahvatne linije, na primjer kod:

$\gamma<15°$	15° do 25°	25° do 35°	$>35°$
$\alpha=20°$	22,5°	25°	30°

Ako z_2 označava broj zubi pužnog kola, a z_1 puža, tada je

$$\textit{kinematski prijenosni omjer} \qquad u = z_2/z_1 \tag{405}$$

koji je jednak

$$\textit{prijenosnom omjeru} \qquad i = n_i/n_2 \tag{406}$$

gdje su n_1 i n_2 brzine vrtnje puža i pužnog kola.

Uvjeti zahvata svode se bilo na srednji čeoni presjek pužnog kola, bilo na aksijalni presjek puža.

Tablica 140. Uobičajene dimenzije pužnih prijenosnika s cilindričnim pužem

Faktor oblika puža $z_F = d_1/m$, prema DIN 3976 (izvadak):											
7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,6	11,2	12,5	14	17
Aksijalni modul m prema DIN 780 u mm:											
1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20

Naziv	Veličina
normalni modul	$m_n = m \cdot \cos\gamma$
aksijalni korak	$p = m \cdot \pi$
normalni korak	$p_n = p \cdot \cos\gamma$
tjemena visina zuba	$h_a = m$
podnožna visina zuba	$h_f = 1{,}2\ m$
srednji promjer	$d_1 = m \cdot z_1$
tjemeni promjer	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$
podnožni promjer	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$
diobeni promjer	$d_2 = m \cdot z_2$
promjer temeljne kružnice	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha$
tjemeni promjer	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
podnožni promjer	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$
kut zahvatne linije	α_w, najčešće $= 20°$
aksijalni kut zahvatne linije	$\alpha = \alpha_w$ kod ZA-puževa, $\tan\alpha = \tan\alpha_w/\cos\gamma$ kod ZN- ZK-, ZE-puževa
normalni kut zahvatne linije	$\alpha_n = a_w$ kod ZN-, ZK-, ZE-puževa $\tan\alpha_n = \tan\alpha_w \cdot \cos\gamma$ kod ZA-puževa
razmak osi	$a = r_1 + r_2$

Približno je

stupanj prekrivanja

$$\varepsilon_\alpha \approx \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + \dfrac{m(1-x_2)}{\sin\alpha} - \sin\alpha \cdot r_2}{p_e} \qquad (407)$$

r_{a2} u mm — radijus tjemene kružnice pužnog kola u srednjem čeonom presjeku,
r_{b2} u mm — radijus temeljne kružnice pužnog kola,
m u mm — aksijalni modul,
x_2 — faktor pomaka profila pužnog kola,
α u ° — aksijalni kut zahvatne linije,
r_2 u mm — radijus diobene kružnice pužnog kola u srednjem čeonom presjeku,
p_e u mm — korak zahvatne linije $= m \cdot \pi \cos\alpha$.

Uzdužno klizanje bokova daje

brzinu klizanja

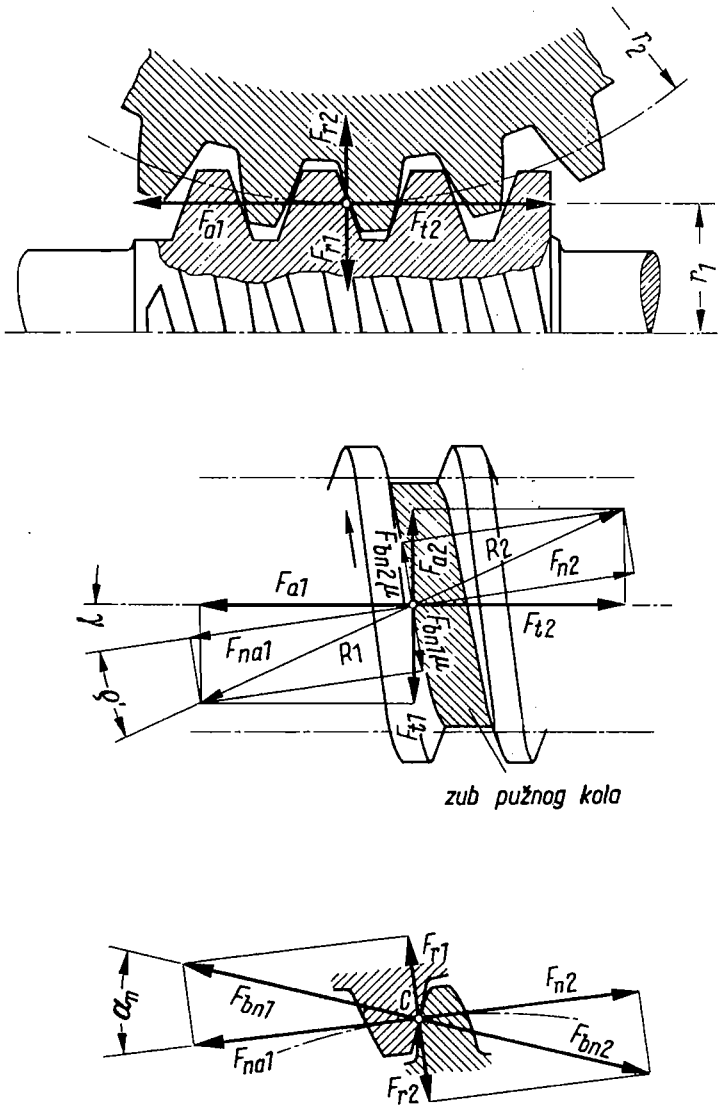
$$v_g = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{\cos\gamma} \qquad (408)$$

v_g u m/s — međusobna brzina klizanja bokova,
d_1 u m — srednji promjer puža,
γ u ° — srednji kut uspona puža prema jednadžbi (404).

9.12.2. Odnosi sila, iskoristivost

Sile koje djeluju sa pogonskog puža na gonjeno pužno kolo dobivaju indeks 2, a reaktivne sile kola na puž indeks 1.

Normalna sila F_{bn1} odnosno F_{bn2}, djeluje okomito na površine dodira bokova (sl. 398 dolje) i prolazi kroz kinematski pol C. Ta normalna sila izaziva silu trenja $F_{bn1} \cdot \mu$ i $F_{bn2} \cdot \mu$ u smjeru klizanja. Na pužu se sila F_{bn1} razlaže u normalnu aksijalnu F_{n1} i radijalnu silu F_{r1}. Na pužnom kolu se F_{bn2} razlaže u normalnu F_{n1} i radijalnu silu F_{r1}. Na pužnom kolu se F_{bn2} razlaže u normalnu F_{n2} i radijalnu f_{r2}.



Slika 398. Odnosi sila na pužnom prijenosniku

U tlocrtu (sl. 398 u sredini) sjedinjuju se na pužu sile F_{na1} i $F_{bn1} \cdot \mu$ u rezultantu R_1, koja se opet razlaže na obodnu silu F_{t1} i aksijalnu silu F_{a1}. Na pužnom kolu daju u tlocrtu sile F_{n2} i $F_{bn2} \cdot \mu$ rezultantu R_2, koja se razlaže na obodnu F_{t2} i aksijalnu komponentu F_{a2}.

Iz geometrijskih odnosa proizlaze:

sile u pužu:

obodna sila $F_{t1} = K_I \cdot T_1 / r_1$ (409)

aksijalna sila $F_{a1} = \dfrac{F_{t1}}{\tan(\gamma + \varrho')}$ (410)

radijalna sila $F_{r1} = F_{t1} \dfrac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varrho'}{\sin(\gamma + \varrho')}$ (411)

F u N sile na zubima
K_I pogonski faktor $\geqq 1$, eventualno prema tablici 125, na str. 351,
T_1 u Nm nazivni okretni moment puža izračunat iz pogonske snage prema jednadbi (417),
γ u ° srednji kut uspona puža,
r_1 u m polumjer srednje kružnice puža,
α_n u ° normalni kut zahvatne linije (kut zahvatne linije u normalnom presjeku),
ϱ' reducirani kut trenja koji se dobiva iz jednadžbe:

$$\tan \varrho' = \mu / \cos \alpha_n \quad (412)$$

μ koeficijent trenja na kliznim bokovima,
$\approx 0{,}01$ kod puža od čelika, a pužnog kola od bronce, pažljive izrade, kod visokih brzina klizanja i tekućeg trenja.
$\approx 0{,}025$ kod kaljena i brušena puža, a pužnog kola od bronce, prosječne kvalitete izrade,
$\approx 0{,}1$ kod puža i pužnog kola od sivog liva, neobrađene izvedbe.

Sile na pužnom kolu:

obodna sila: $F_{t2} = F_{a1}$ (413)

aksijalna sila: $F_{a2} = F_{t1}$ (414)

radijalna sila: $F_{r2} = F_{r1}$ (415)

Kod pužnih prijenosnika vladaju slični odnosi kao kod vijaka za pokretanje (vidi 2.2.2. na str. 105). Uzdužnim gibanjem bokova gubi se trenjem dio pogonske snage P_1. Zbog toga je odvedena snaga P_2 odgovarajuće manja od dovedene P_1. Budući da treba uzeti u obzir još i iskoristivost valjanjem bokova i trenjem u ležajima (vidi 9.4. na str. 356), bit će za pužni prijenosnik

ukupna iskoristivost $\eta_g \approx \eta_s \cdot \eta = \dfrac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varrho')} \eta$ (416)

η_s iskoristivost vijačnog djelovanja,
η iskoristivost valjanja bokova i trenja ležaja prema 9.4. na str. 356.

Kod $\gamma \approx 45°$ postiže se najveća iskoristivost. Tako velik kut uspona zahtijeva viševojne puževe.

Ako je zadana snaga P_2 koja se odvodi, onda je

$$\textit{pogonska snaga} \qquad P_1 = P_2/\eta_g = T_1 \cdot \omega_1 \qquad (417)$$

u W; pri tome je T_1 u Nm nazivni okretni moment puža 1, a ω_1 u rad/s njegova kutna brzina.

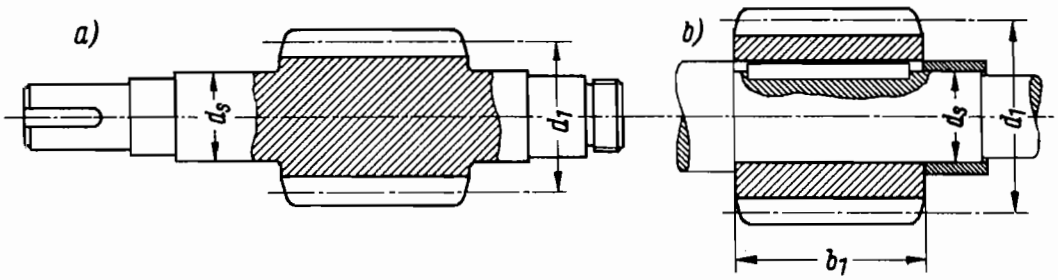
Ako je pužno kolo pogonski dio, tada je iskoristivost

$$\eta_s = \tan(\gamma - \varrho')/\tan\gamma$$

Ako je $\gamma \leqq \varrho'$ dolazi do *samokočivosti.* U tom slučaju nije moguće pokrenuti puž bilo kako velikim okretnim momentom na pužnom kolu! Samokočivost je ipak poželjna, kako bi se spriječilo da kod eventualnog isključenja pogona zbog opterećenja pužnog kola ne dođe do njegova okretanja.

9.12.3. Oblikovanje puževa i pužnih kola

Cilindrični nastavak puža promjera d_s (sl. 339a) opterećen je na savijanje i uvijanje. Dimenzionira se obično samo prema naprezanju na uvijanje s tim, da je $\tau_{tdop} = 12\ \mathrm{N/mm^2}$. Dalje se računa sa čvrstoćom oblika (vidi 4.3.3. na str. 178). Izbor srednjeg promjera uzima se približno $d_1 \approx 1{,}5\, d_s$, a kod



Slika 399. Izvedba puževa
a) puž s vratilom od jednog dijela (pužno vratilo); *b*) naklinjeni puž

puževa naklinjenih na vratilo (sl. 339b) $d_1 \approx 2d_s$. Kada se konačno usvoji d_1, moguće je prema DIN 3976 izvršiti (tablica 140 na str. 394), izbor pužnog broja z_F. Općenito se uzima

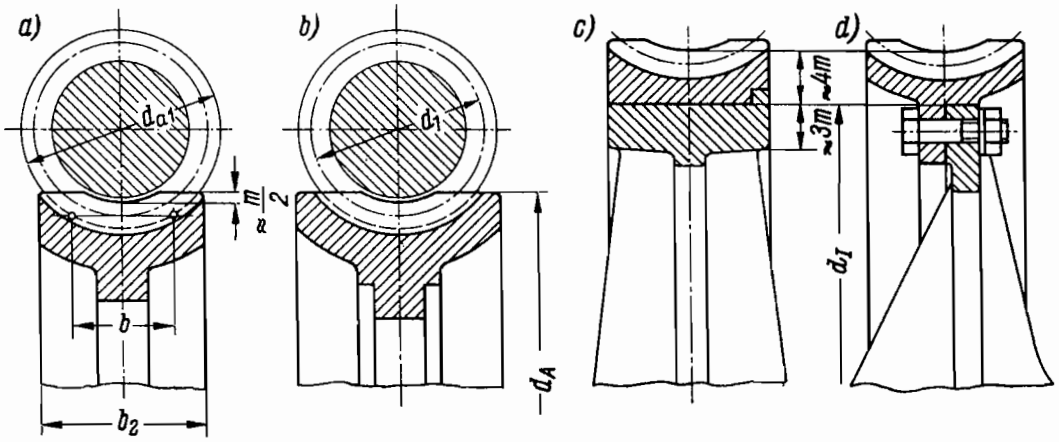
$$\textit{duljina puža} \qquad b_1 \geqq 2m\sqrt{z_2 + 1} = \sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2} \qquad (418)$$

$$\textit{širina pužnog kola} \qquad b_2 \approx b + 2m = \sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2} + 2m \qquad (419)$$

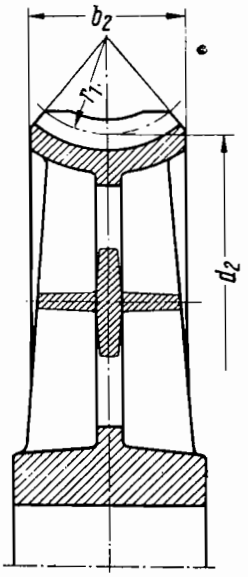
m aksijalni modul,
b korisna širina zuba prema sl. 400a.

Kao orijentaciona vrijednost uzima se $b_2 \approx 0{,}8\, d_1$.

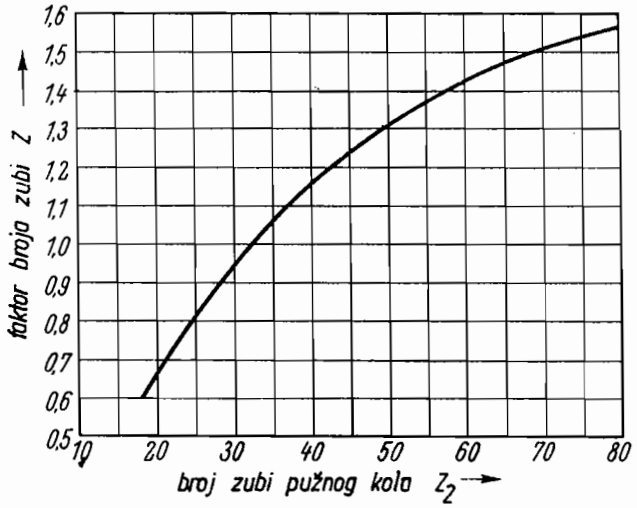
Pužna kola od lakog metala ili od legura cinka moraju se izraditi šire (sl. 400b). Ako zubi pužnog kola moraju biti izrađeni od visokovrijednog materijala, dobrih kliznih svojstava (npr. od bronce), onda se vijenac od takva materijala ili naprešava ili spaja vijcima sa glavinom od sivog ili čeličnog lijeva (sl. 400, c i d). Pužna kola od sivog lijeva (sl. 401) oblikuju se na istim principima kao i čelnici (vidi 9.2., na str. 348).



Slika 400. Izvedba vijenaca pužnih kola
a) sivi lijev; *b*) odlivak od lakog metala; *c*) naprešan; *d*) spojen vijcima



Slika 401. Pužno kolo od sivog lijeva



Slika 402. Faktor broja zubi za pužne prijenosnike

9.12.4. Nosivost, izbor maziva

Jedan od nedostataka pužnih prijenosnika je njihova loša iskoristivost. Ona se manifestira velikim gubicima trenjem koje se pretvara u toplinu i velikim trošenjem bokova. Prijenosnici s niskom brzinom vrtnje rade nepovoljnije nego brzohodi, jer oni prvi rade u području mješovitog trenja bokova.

Savojna čvrstoća puževa i zubi pužnih kola je vrlo visoka, tako da je i ne treba kontrolirati. Ona leži daleko iznad granice zaribavanja.

Proračun *normalnih pužnih prijenosnika* sa $v_g \leqq 8$ m/s vrši se prema iskustvenom

faktoru opterećenja $$C = \frac{F_{t2}}{Z \cdot b \cdot p} \qquad (420)$$

C u N/mm² faktor opterećenja,
F_{t2} u N obodna sila pužnog kola prema jednadžbi (413) odnosno (410),
Z faktor broja zubi prema sl. 402,
b u mm korisna širina zuba $= \sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2}$,
p u mm aksijalni korak.

Dopuštene vrijednosti faktora opterećenja C_{dop} prema tablici 141. One važe za normalne pužne prijenosnike u trajnom pogonu, s temperaturom ulja $\leqq 70°C$. Prema brzini klizanja i postojećem faktoru opterećenja izabire se odgovarajuće ulje za podmazivanje (tablica 141).

Visokoučinski prijenosnici s visokim brzinama klizanja i tlačnim podmazivanjem, kaljenim, brušenim i lepovanim bokovima čeličnih zuba puža, visokoopteretivim materijalom pužnih kola, s rebrima za hlađenje na kućištu prijenosnika, ili hlađenjem cirkulacionim uljem, mogu se jače opteretiti. Računaju se na

Hertzovo naprezanje $$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{t2}}{b \cdot d_2}} Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \qquad (421)$$

Tablica 141. Dopuštene C-vrijednosti za normalne pužne prijenosnike u trajnom pogonu (u intermitirajućem pogonu može se računati sa 1,3 do 1,5 puta većim vrijednostima) i potrebna viskoznost maziva v_{50}

Materijal i izvedba čeličnog puža	Materijal pužnog kola oznaka po DIN-u	Materijal pužnog kola oznaka po JUS-u	Faktor opterećenja C_{dop} u N/mm² podmazivanje umakanjem kod v_g u m/s 1	4	8	tlačno podmazivanje kod v_g u m/s 1	4	8
DIN 16 MnCr 5 (Č. 4320) ili DIN C 15 (Č. 1220) bokovi cementirani i kaljeni na 600 HB, brušeni	GZ-SnBz 12	C. CuSn12	8	4,5	2,5	8	9,5	12,5
	G-SnBz 12	P. CuSn 12	6,5	3,5	2	6,5	7,5	10
	GK-AlSi 10 Mg GK-AlCu 4 TiMg	K. AlSi 10 Mg ≈P. AlCu 5 TiMg	6,5	4	2	6,5	8,5	11
	GB-ZnAl 4 Cu 1	–	3,5	2,5	1,5	4	5	7
	GG-20, GG-25	SL 20, SL 25	4,5	2	–	–	–	–
DIN C45 (Č. 1530) poboljšan, bokovi brušeni	GZ-SnBz 12	C. CuSn 12	4	3,5	1,5	4,5	5,5	8
	G-SnBz 12	P. CuSn 12	3,5	3	1,2	3,5	4,5	6,5
DIN C 45 (Č. 1530) poboljšan ili DIN St 70 (Č. 0745) bokovi brušeni	GG-20, GG-25	SL 20, SL 25	3	1,3	–	–	–	–

C N/mm²	Viskoznost v_{50} u cSt ulja za podmazivanje kod v_g u m/s <2	2 . . . 6	6 . . . 10	>10
<3	90 . . . 150	60 . . . 90	40 . . . 60	30 . . . 45
3 . . . 10	150 . . . 230	90 . . . 230	60 . . . 90	40 . . . 60
>10	230 . . . 300	150 . . . 230	100 . . . 150	60 . . . 90

σ_H u N/mm²	Hertzovo naprezanje bokova u kinematskom polu C,
F_{t2} u N	obodna sila pužnog kola prema jednadžbi (413) odnosno (410),
b u mm	korisna širina zuba $=\sqrt{d_{a1}^2 - d_1^2}$,
d_2 u mm	diobeni promjer pužnog kola,
Z_H	faktor oblika boka prema tablici 142,
Z_M u $\sqrt{N/mm^2}$	faktor materijala prema tablici 142,
Z_ε	faktor stupnja prekrivanja prema tablici 142.

U tablici 142 dane su, osim toga, *vrijednosti dopuštenog Hertzovog naprezanje* σ_{Hdop} za pužne prijenosnike s cirkulacionim podmazivanjem.

9.13. Bučnost u radu zupčanika i mogućnost njena smanjivanja

Nastojanja da se zupčani prijenosnici konstruiraju tako da rade bez buke, dovela su do mnogih istraživanja o uzrocima nastajanja buke. Ova istraživanja ne mogu se još smatrati završenim. I pored točno održanih dopuštenih odstupanja mjera i kvalitete površinske obrade, može se desiti da prijenosnici u radu izazivaju nedopuštenu buku. Prema kvaliteti ozubljenja dolazi do odstupanja od teoretskih vrijednosti: oblika boka, koraka zahvata, uzdužne linije boka. Zbog toga dolazi do manjih ili većih netočnosti u radu, kao posljedica odstupanja sprezanjem. Tome treba dodati deformacije zubi i vratila djelovanjem sila koje se prenose, a koje na taj način povećavaju

Tablica 142. Faktor oblika boka Z_H, faktor materijala Z_M, faktor stupnja prekrivanja Z_ε i dopuštene vrijednosti Hertzova naprezanja σ_{Hdop} za visokoučinske pužne prijenosnike cirkulaciono podmazivane

Faktor oblika boka Z_H za ZA i ZN puževe pri $\alpha_n =$					
15°	18°	20°	23°	25°	30°
2	1,84	1,77	1,67	1,61	1,52

Faktor oblika boka Z_H za ZK i ZE puževe pri $\gamma =$									
3°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
4,35	3,4	2,4	2	1,77	1,61	1,52	1,46	1,44	1,42

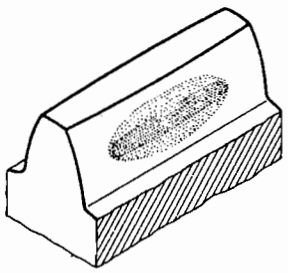
Faktor materijala Z_M u $\sqrt{N/mm^2}$ kod pužnih kola od		
SnBz	AlSi, AlCu legura	ZnAl legura
220	200	190

Faktor stupnja prekrivanja Z_ε pri $\gamma =$										
ε_α	2°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°
1,0	1	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86
1,5	0,82	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73	0,70
2,0	0,71	0,71	0,71	0,70	0,69	0,68	0,67	0,65	0,63	0,61
2,5	0,63	0,63	0,63	0,62	0,61	0,60	0,58	0,56	0,54	0,52

Materijal i izvedba puža	Materijal pužnog kola po DIN-u	Materijal pužnog kola po JUS-u	**Dopušteno Hertzovo naprezanje σ_{Hdop} u N/mm² pri v_g u m/s** 8	11	13	15
DIN 16 MnCr 5 (Č. 4320) ili DIN C 15 (Č. 1220) cementiran i kaljen na 600 HB, bokovi brušeni i lepani	GZ-SnBz 12	C. CuSn 12	500	520	540	550
	GK-AlSi 10 Mg GK-AlCu 4 TiMg	K. AlSiMg P. AlCu 5 TiMg	280	290	310	320
	GB-ZnAl 4 Cu 1	–	220	245	275	295

netočnost zahvata. Posljedice toga su rotaciona ubrzavanja i kolebanja okretnog momenta, koja dovode do vibracija dijelova prijenosnika. Ako ove vibracije imaju visoku frekvenciju, izazivaju buku.

Kada zub ulazi u zahvat ili izlazi iz zahvata javlja se tzv. udar zahvata. Kada dodirna točka prolazi kinematskim polom mijenja se smjer sile trenja i izaziva time određeni impuls. I ovi nabrojani pogonski uvjeti izazivaju također vibracije.



Slika 403. Slika nošenja sa bombiranom uzdužnom linijom boka (korekcijom bočne linije)

Mjere za smanjenje buke u radu zupčanika bile bi:

1. Bombiranje bokova (korekcijom bočne linije, sl. 403), u cilju smanjenja udara kod ulaza zubi u zahvat.
2. Izbor takvog broja zubi zupčanog para da bi se spriječilo periodično sretanje određenih grešaka ozubljenja.
3. Izbor zupčanika s velikim brojem zubi uz odgovarajući mali modul, jer se time postiže bolji stupanj prekrivanja profila.
4. Upotreba kosog ili zakrivljenog ozubljenja, da bi se omogućilo postepeno opterećenje i odterećenje zuba.
5. Upotreba materijala visokog stupnja prigušenosti za pužna kola, kao što su plastične mase, ili punjenjem šupljina glavine masama koje prigušuju zvuk.
6. Ukrućenje kućišta prijenosnika pomoću rebara i sl.
7. Upotreba krutih vratila.
8. Kruta uležištenja vratila, s najmanjom mogućom zrašnošću u ležajima.

LITERATURA

1. *Anders, W.*, Technische Kleinteilschweißung, Das Industrieblatt, 11/63.
2. *Bauer, C.O.*, Korrosionsgeschützte Verbindungselemente, Draht-Welt 2/62, Triltsch Verlag, Düsseldorf.
3. *Bauer, C.O.*, Verbindungselemente aus korrosionsbeständigen Edelstählen, Maschinenmarkt, 8/63.
4. *Bauer, C.O.*, Sortenverringerung bei Schlitzschrauben, Industrie-Anzeiger, 5/64.
5. *Böhm, W.*, Anlauf- und Sicherheitskupplungen, Konstruktion, 2/63.
6. *Bollinger, J. G.*, und *M. Bosch*, Ursachen und Auswirkungen dynamischer Zahnkräfte in Stirnradgetrieben, Industrie-Anzeiger, Essen, 3/64.
7. *Bußmann, K.H.*, und *W. Haase*, Endlos gewebte Textil-Hochleistungsriemen, AWF Berlin/Frankfurt 1954.
8. *Bußmann, K.H.*, und *W. Haase*, Hilfstabellen zur Berechnung von Flachriemen, AWF Berlin/Frankfurt 1954.
9. *Bußmann, K.H.*, und *W. Haase*, Flachriemen, AWF Berlin/Frankfurt 1964.
10. *Cornelius, E.-A.*, und *W. Beitz*, Bestimmung von Kenngrößen drehelastischer Kupplungen, Konstruktion, 11/61.
11. *Dahl, A.*, Selbstspannende Riementriebe, Konstruktion, 8/54.
12. *Decker, K.-H.*, Die Festigkeitshypothesen und ihre Anwendung, Die Technik 9/54, Verlag Technik, Berlin.
13. *Decker, K.-H.*, und *K. Kabus*, Neuzeitliche Elektromagnetkupplungen, Konstruktion, 4/58.
14. *Decker, K.-H.*, Was ist beim Einsatz von Elektromagnet-Kupplungen und -Bremsen zu beachten ?, Das Industrieblatt 6/60.
15. *Decker, K.H.*, Elektromagnetische Kraftschluß-Wellenschaltkupplungen und -bremsen, Schweizer Maschinenmarkt 6/61, Goldach/Schweiz.
16. *Decker, K.-H.*, Verbindungselemente, Carl Hanser Verlag, München 1963.
17. *Decker, K.-H.*, und *K. Kabus*, Maschinenelemente-Aufgaben, Carl Hanser Verlag, München 1964.
18. *Decker, K.-H.*, Festigkeitslehre, Carl Hanser Verlag, München 1970.
19. *Endter, H.*, Zahnräder aus gesinterten Werkstoffen, Feinwerktechnik, 3/60.
20. *Feighofen, H.*, Wissenswertes über Schmiermittel für Gleitlagerungen, Maschine und Werkzeug, 18/62.
21. *Feighofen, H.*, Neuzeitliche Reibschluß-Zugmittelgetriebe, Die Maschine, 12/63.
22. *Feighofen, H.*, Grünes Licht für den Schmalkeilriemen, Betriebstechnik, 5/6.
23. *Franke, W.-D.*, Schmierstoffe und ihre Anwendung, Carl Hanser Verlag, München 1971.

24. *Frössel, W.*, Erkenntnisse aus Schäden in der Gleitlagerpraxis, Maschinenmarkt, 2/64.
25. *Glaubitz, H.*, Das Problem des Zahnradgeräusches, Konstruktion, 10/57.
26. *Göbel, E.F.*, Gummifedern, Springer-Verlag, Berlin 1947.
27. *Grebe, O.*, Magnetpulverkupplung und ihre zukünftige Anwendung, VDI-Tagungsheft 2.
28. *Grebe, H. von*, Wälz- und Gleitlager für verschiedene Anwendungsbereiche, Antriebstechnik 9/65.
29. *Groß, S.*, Berechnung und Gestaltung von Metallfedern, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1960.
30. *Hänchen, R.*, Die Rohrkonstruktion im Kranbau, Deutsche Hebe- und Fördertechnik, 7/62.
31. *Hänchen, R.*, und *K.-H. Decker*, Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau, Carl Hanser Verlag, München 1967.
32. *Häuser, K.*, Stirnzahnkupplungen, Der Maschinenmarkt, 7/55.
33. *Herhahn, A.*, Grundsätzliches und Neues über Riementriebe, Elektrotechnik 34/63.
34. *Hermann, J.*, Über den Einfluß auf die Schallabstrahlung von Zahnradgetrieben und konstruktive Maßnahmen zur Geräuschminderung, Industrie-Anzeiger, 11/63.
35. *Hertzer, K.H.*, Die Dauerfestigkeit von Tellerfedern, Maschinenmarkt, 10/62.
36. *Herz, A.*, Gleitlager und Zahnräder aus Kunststoffen, Die Antriebstechnik,4/62 .
37. *Illgner, K.*, Auslegung von Schraubenverbindungen für statische Zugbeanspruchung, Maschinenmarkt, 5/64.
38. *Jetter, H.*, Neue Klebestoffe und ihre Anwendung, Maschinenmarkt, 4/62.
39. *Johnen, H.*, Hartlötungen bei niedrigen Temperaturen, Das Industrieblatt, 6/60.
40. *Kabus, K.*, Mechanik und Festigkeitslehre, Carl Hanser Verlag, München 1973.
41. *Klosse, E.*, Schweißtechnische Berechnungen, Springer-Verlag, Berlin 1951.
42. *Klosse, E.*, und *W. W. Haupt*, Gestaltung geschweißter Stahl-Vollwandträger, Maschinenmarkt, 12/62.
43. *Klosse, E.*, und *W. W. Haupt*, Gestaltung geschweißter Stahl-Fachwerkträger, Maschinenmarkt, 5/63.
44. *Klosse, E.*, und *K. Neumann*, Gestaltung geschweißter Räder, Maschinenmarkt, 7/63.
45. *Klosse, E.*, und *H. Titze*, Gestaltung geschweißter Stutzen, Maschinenmarkt, 85/64.
46. *Köhler, A.*, Rohrverbindungen für geschweißte Stahlrohrkonstruktionen, Industrie-Anzeiger, 4/62.
47. *Krimianis, T.*, Das Punktschweißen im Stahlbau, Industrie-Anzeiger, 5/62.
48. *Lickteig, E.*, Konstruktive Gestaltung von Schraubenverbindungen, Konstruktion, 4/56.

49. *Linnecken, H.*, und *O. Stenger*, Temperatur von Gleitlagern, Konstruktion 2/63.
50. *Loeser, H.*, Berechnung und Belastung von Schrauben, Maschinenmarkt, 8/63.
51. *Lohr, F. W.*, Kupplungs-Atlas, A.G.T.-Verlag, Ludwigsburg, 1961.
52. *Lohr, F. W.*, Neuzeitliche Zahnketten und Zahnkettengetriebe, Die Maschine, 3/62.
53. *Lohr, F. W.*, Das Berechnen von Kupplungen, Die Maschine, 3/64.
54. *Mahlke, M.*, Tellerfedern, Das Industrieblatt, 11/62.
55. *Maier, I.*, Berechnung von Stirnzahnrädern, Antriebstechnik, Mainz, 11/64.
56. *Matting, A.*, und *E. Rubo*, Die Metallklebtechnik in Deutschland, Der Maschinenmarkt, 38/56.
57. *Matting, A.*, und *K. Ulmer*, Das Metallkleben in der Praxis des In- und Auslandes, Industrie-Anzeiger, 1/63.
58. *Meckelburg, H.E.*, Zur Anwendung des Metallklebens bei Aluminiumguß-Bauteilen, Industrie-Anzeiger, 12/62.
59. *Mertin, W.*, Bronze für Gleitlager, Maschinenmarkt, 12/62.
60. *Meysenbug, C. M. von*, Kunstharzverbundlager, Maschinenmarkt, 4/62.
61. *Milowiz, K.*, Lager und Schmierung, Springer-Verlag Wien 1962.
62. *Nass, R.*, Biegsame Wellen, Konstruktion 4/51.
63. *Niemann, G.*, Maschinenelemente, Bd. 1 und 2, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1961.
64. *Pacht, H.O.*, Gummi- und Stahlfedern als Elemente zur elastischen Lagerung von Maschinen, Maschinenmarkt, Würzburg, 7/63.
65. *Panknin, W.*, und *U. Otzen*, Konstruktive Gestaltung von Zug- und Schenkelfedern, Industrie-Anzeiger, 7/55.
66. *Petzold, H.*, und *R. Mohr*, Verankerungsfreie Aufstellung von Werkzeugmaschinen, Die Maschine, 12/62.
67. *Reichherzer, R.*, Zahnräder aus Kunststoffen, Das Industrieblatt, Stuttgart, 9/61.
68. *Reinert, H.*, Metall mit Kunststoff als Lagerwerkstoff, Maschinenmarkt, 12/63.
69. *Reinsch, H.H.*, Lagerwerkstoff mit eingesintertem Schmiermittel, Maschinenmarkt, 4/64.
70. *Roemer, E.*, Der Einfluß der Temperatur auf das Lagerspiel eines Gleitlagers, Konstruktion, 7/61.
71. *Rohs, H.G.*, Die Anwendung hydrostatischer Lager im Werkzeugmaschinenbau, Industrie-Anzeiger, 10/62.
72. *Rüb, F.*, Moderne Kettentriebe, Eigenschaften und Anwendungsgebiete, Maschinenmarkt, 10/62.
73. *Rüb, F.*, Hülltriebe als Antriebselemente im Maschinenbau, Klepzig-Fachberichte, 6/63.
74. *Sass, F.*, *Ch. Bouché* und *A. Leitner*, Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, Bd. 1, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen, Heidelberg 1963.
75. *Schimpke, P.*, *A. Horn* und *R. Hänchen*, Praktisches Handbuch der gesamten Schweißtechnik, Springer-Verlag, Berlin 1952.

76. *Schmidt, F.*, Berechnung und Gestaltung von Wellen, Springer-Verlag, Berlin 1951.
77. *Schrimmer, P.*, und *H. Lösche*, Treibriemen, Riementriebe und Treibriemenprüfung, Klepzig-Fachberichte, 1/64.
78. *Sievritts, A.*, Umstellung auf das ISO-Gewindeprofil, DIN-Mitteilungen 4/64, Beuth-Vertrieb GmbH, Berlin.
79. *Steinhilper, W.*, und *R. Dietz*, Betrachtungen zur Auslegung von Riementrieben, Maschinenmarkt, Würzburg 1963.
80. *Stübner, K.*, und *W. Rüggen*, Kupplungen, Carl Hanser Verlag, München 1961.
81. *Thomas, A.K.*, und *W. Charchut*, Die Tragfähigkeit der Zahnräder, Carl Hanser Verlag, München 1971.
82. *Trietsch, F.K.*, Das Kleben von Metallen und seine Anwendung in der modernen Fertigung, Der Maschinenmarkt 57/55.
83. *VDI-Richtlinien*, Gestaltung und Verwendung von Preßstoff-Gleitlagern, VDI-Verlag, Düsseldorf 1951.
84. *VDI-Berichte*, Wellenkupplungen, Anfahren, Schwingungsdämpfen, Schalten, Düsseldorf 1963.
85. *Weihrich, O.*, Stufenlos verstellbare Getriebe in der industriellen Anwendung, Industrie-Anzeiger, Essen, 3/64.
86. *Weihrich, O.*, Getriebe zur stufenlosen Drehzahlverstellung, Industrie-Anzeiger, Essen, 10/64.
87. *Wiegand, H.*, und *K.-H. Illgner*, Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1962.
88. *Wiegand, H., K.-H. Illgner* und *K.H. Beelich*, Die Dauerhaltbarkeit von Gewindeverbindungen mit ISO-Profil in Abhängigkeit von der Einschraubtiefe, Konstruktion, 12/64.
89. *Willkommen, W.W.*, Gleit- und Wälzlager von besonderem Interesse, Antriebstechnik, 7/64.
90. *Winter, H.*, Entwurf und Berechnung von Zahnrädern, Zahnradfabrik Friedrichshafen AG, 1963.
91. *Ziesel, K.*, Moderne Antriebe mit Induktionskupplungen, Maschine und Werkzeug, 23/57.

Von folgenden Firmen wurden Kataloge und Prospekte verwendet:

1. *Avdel, GmbH*, Langenhagen/Hann. (Blindniete)
2. *Carl Bauer*, Wuppertal-Cronenberg (Befestigungsschrauben)
3. *Christian Bauer KG*, Welzheim (Tellerfedern)
4. *Heinrich Desch GmbH*, Neheim-Hüsten (Reibungs-Kupplungen und Riementriebe)
5. *A. Friedrich Flender u. Co.*, Bocholt (Antriebselemente)
6. *Walther Flender GmbH*, Düsseldorf-Benrath (Zahnriemen)
7. *Fortuna-Werke AG.*, Stuttgart-Bad Canstatt (Polygon-Verbindungen)
8. *Carl Freudenberg*, Weinheim/Bergstr. (Gummifedern, Radialdichtringe)
9. *Albert Hirth, AG*, Stuttgart-Zuffenhausen (Stirnverzahnung)
10. *Richard Hofheinz u. Co.*, Haan/Rhld. (Elektro-Zahnkupplungen)
11. *Kerb-Konus-Gesellschaft*, Schnaittenbach/Oberpfalz (Kerbstifte, Blindniete)

12. *Ludwig Loewe u. Co.*, Berlin 21 (Kugelgelenke)
13. *Malmedie u. Co.*, Düsseldorf (elastische Kupplungen)
14. *Metalluk, Johann Cawe*, Bamberg (Anlaufkupplungen)
15. *Mobil Oil AG in Deutschland* (Schmieröle, Schmierfette, Zahnschäden)
16. *Orbis GmbH*, Schneidhain/Taunus (Sicherungsringe)
17. *Ortlinghaus-Werke GmbH*, Wermelskirchen/Rhld. (Reibungskupplungen)
18. *Pintsch Bamag AG*, Butzbach/Hessen und Dinslaken (Gleitlager, Kessel, Elektromagnetkupplungen)
19. *William Prym-Werke KG*, Stolberg/Rhld. (Stifte)
20. *Ringspann Albrecht Maurer KG*, Bad Homburg (Ringfeder-Spannelemente)
21. *Industriewerke Schaeffler*, Herzogenaurach (Nadellager)
22. *Friedrich Schulze*, Berlin (in *Mulco* Maschinentechnische Arbeitsgemeinschaft) (Zahnriemen)
23. *Adolf Schnorr KG*, Maichingen (Tellerfedern)
24. *Kugelfischer, Georg Schäfer u. Co.*, Schweinfurt (Wälzlager)
25. *Siemens AG*, Berlin/München/Erlangen (Buckelschweißen, Elektrokupplungen)
26 *SKF Kugellagerfabriken GmbH*, Schweinfurt, und *RIV Kugellager GmbH*, Frankfurt (Wälzlager)
27. *Stromag GmbH*, Unna/Westf. (elastische Kupplungen)
28. *Vulkan Kupplungs- und Getriebebau*, Wanne-Eickel (elastische Kupplungen)
29. *Wippermann jr. GmbH*, Hagen-Delstern/Westf. (Rollen- und Zahnketten)
30. *Zahnradfabrik Friedrichshafen AG* (Elektrokupplungen)
31. *Ziller u. Co.*, Düsseldorf (Nilosringe)

DODATAK

10. PLANETARNI PRIJENOSNICI

10.1. Karakteristike, upotreba

Prijenosnike dijelimo općenito na tzv. *standardne* i *planetarne*. Kod standardnih rotiraju svi zupčanici samo oko vlastitih osi, koje su nepomično uložene u kućištu ili postolju. Kod planetarnih nekoji članovi prijenosnika, tzv. *sateliti*, vrše dva istodobna gibanja, rotiraju uloženi u tzv. *držaču*, koji također rotira oko svoje osi uložene u kućištu. Zupčanici čije se osi poklapaju s centralnom osi, nazivaju se *sunčani* ili *centralni zupčanici*. Oni mogu imati vanjsko i unutarnje ozubljenje, a mogu biti *čelnici* i *stožnici*.

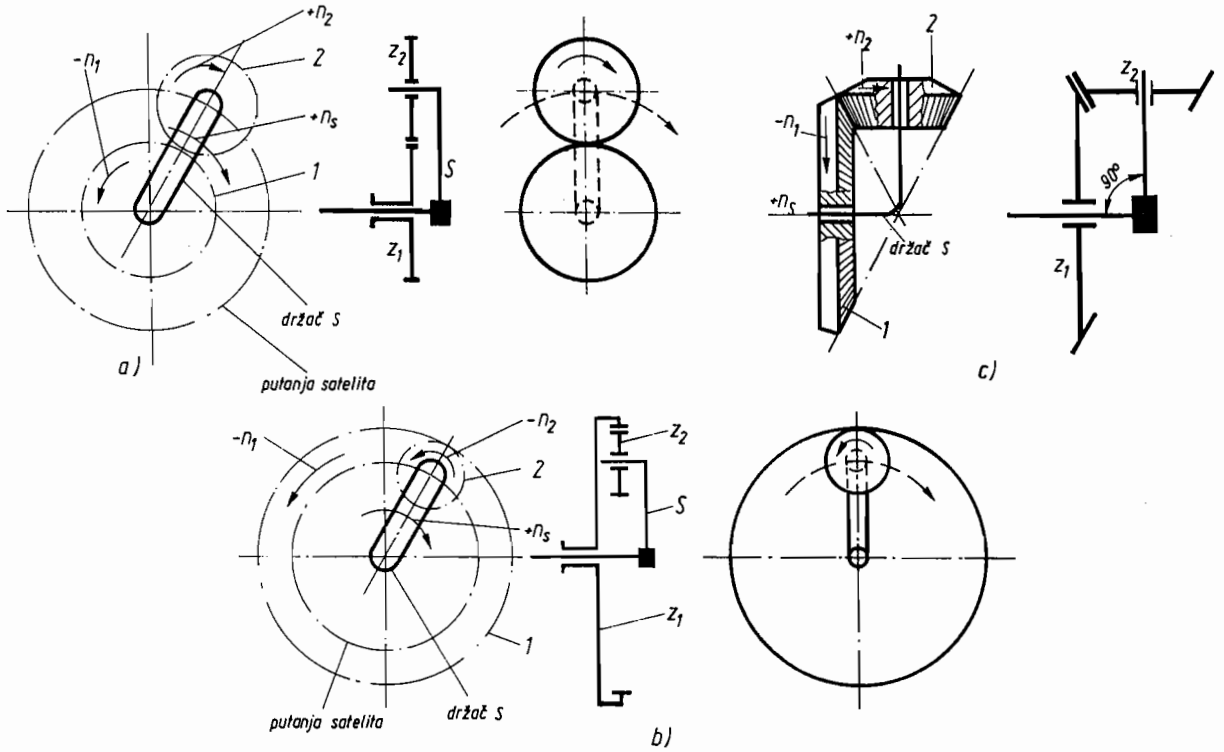
Planetarni prijenosnici nalaze u suvremenim konstrukcijama, kao što su motorna vozila, alatni strojevi, transportni uređaji, sve veću primjenu. Snaga koja se dovodi tzv. *sunčanom zupčaniku* dijeli se na onoliko zupčanika koliko ima *satelita*. To omogućava niže opterećenje pojedinih zupčanika, a time manje module i potrebno izravnavanje masa. Planetarnim prijenosnicima treba manji prostor. Omogućuju simetrične izvedbe i više prijenosnih omjera. Oni omogućuju prijenos različitih pogonskih okretaja na jedno gonjeno vratilo, odnosno račvanje dovedene snage na više gonjenih vratila. Glavni ležaji svih okretnih članova prijenosnika (osim satelita) nisu radijalno opterećeni. Sile koje se javljaju stvaraju parove sila. To vrijedi samo za prijenosnike sa više od dva satelita. Pogodne konstrukcije planetarnih prijenosnika omogućuju i dobru iskoristivost. Sunčani ili centralni zupčanik ne treba da bude posebno uležišten, jer može biti vođen satelitima. To omogućuje da brzina vrtnje sunčanog zupčanika bude vrlo visoka, do $500\ s^{-1}$ i da se reducira na manju brzinu vrtnje, kao što je to slučaj kod prijenosnika plinskih turbina. Planetarnim prijenosnicima mogu se postići vrlo visoki prijenosni omjeri, do $i = 10000$. Svakako da je u tom slučaju iskoristivost niska. Planetarnim prijenosnicima izvedenim kao multiplikatori mogu se na gonjenoj strani ostvariti visoke brzine vrtnje.

Planetarni prijenosnici mogu se izvoditi kao tzv. *diferencijali*, tj. *mehanizmi sa dva stupnja slobode*, koji se upotrebljavaju kod alatnih strojeva da bi se ubrzala povratna (neradna) gibanja, a kod dizalica da bi se omogućio veći broj brzina dizanja.

10.2. Jednostavni planetarni prijenosnici

Na slici 404 prikazani su *jednostavni planetarni prijenosnici* kod kojih su dva zupčanika, 1 i 2, uloženi u držač S. Držač S okreće se oko središta zupčanika s vanjskim ili unutarnjim ozubljenjem, tzv. sunčanog ili centralnog zupčanika 1, s brzinom vrtnje n_s. Da bi se mogli računski utvrditi prijenosni

omjeri triju gibanja zupčanika, 1 i 2 i držača S, moraju brzine vrtnja n_1, n_2 i n_s dobiti odgovarajuće *predznake*, *plus* (+) *za gibanja u smjeru gibanja kazaljke na satu*, a *minus* (−) *za gibanja suprotna smjeru gibanja kazaljke na satu*. Kod stožnika određuje se smjer gibanja promatranjem zupčanika s vrha stošca.



Slika 404. Jednostavni planetarni prijenosnici
a) pogon čelnicima, sunčani (centralni) zupčanik 1 s vanjskim ozubljenjem; *b*) pogon čelnicima, sunčani zupčanik 1 s unutarnjim ozubljenjem; *c*) pogon stožnicima s vanjskim ozubljenjem.

Zamislimo li da su na sl. 404 sunčani zupčanik 1 i satelit 2 čvrsto povezani s držačem S, bit će brzine vrtnja oko osi držača S svih članova jednaki: $n_s = n_1 = n_2$. Ako sada zamislimo da zupčanik 2 nije više povezan s držačem S (kao što je to i u stvarnosti), a da zupčanik n_1 stoji, valja se pri okretanju držača S zupčanik 2 po zupčaniku 1. Brzinu vrtnje zupčanika 2 oko osi vrtnje držača S dobit ćemo ako brzini vrtnje n_s (držača S) dodamo $\pm n_s\ (z_1/z_2)$. Znak *plus odnosi se na vanjsko* (sl. 404a i c), a *minus za unutarnje* ozubljenje zupčanika 1 (sl. 404b).

Okreće li se sada još i zupčanik 1 brzinom vrtnje n_1 (zavisno od smjera vrtnje zupčanika 1, bit će smjer vrtnje zupčanika 2 kod vanjskog ozubljenja zupčanika 1 i 2 suprotan, a kod unutarnjeg ozubljenja zupčanika 1 jednak smjeru vrtnje zupčanika 1), porast će brzina vrtnje zupčanika 2 oko osi držača S još za $\pm n_1\ (z_1/z_2)$. I ovdje znak minus označava unutarnje ozubljenje zupčanika 1. Konačna brzina vrtnje zupčanika 2 oko osi vrtnje držača S bit će, prema tome:

brzina vrtnje satelita oko osi držača

$$n_2 = n_s \pm n_s \frac{z_1}{z_2} \mp n_1 \frac{z_1}{z_2} \tag{422}$$

$$= n_s \left(1 \pm \frac{z_1}{z_2}\right) \mp n_1 \frac{z_1}{z_2}$$

brzina vrtnje satelita oko vlastite osi za prijenosnike sa slike 404a i c

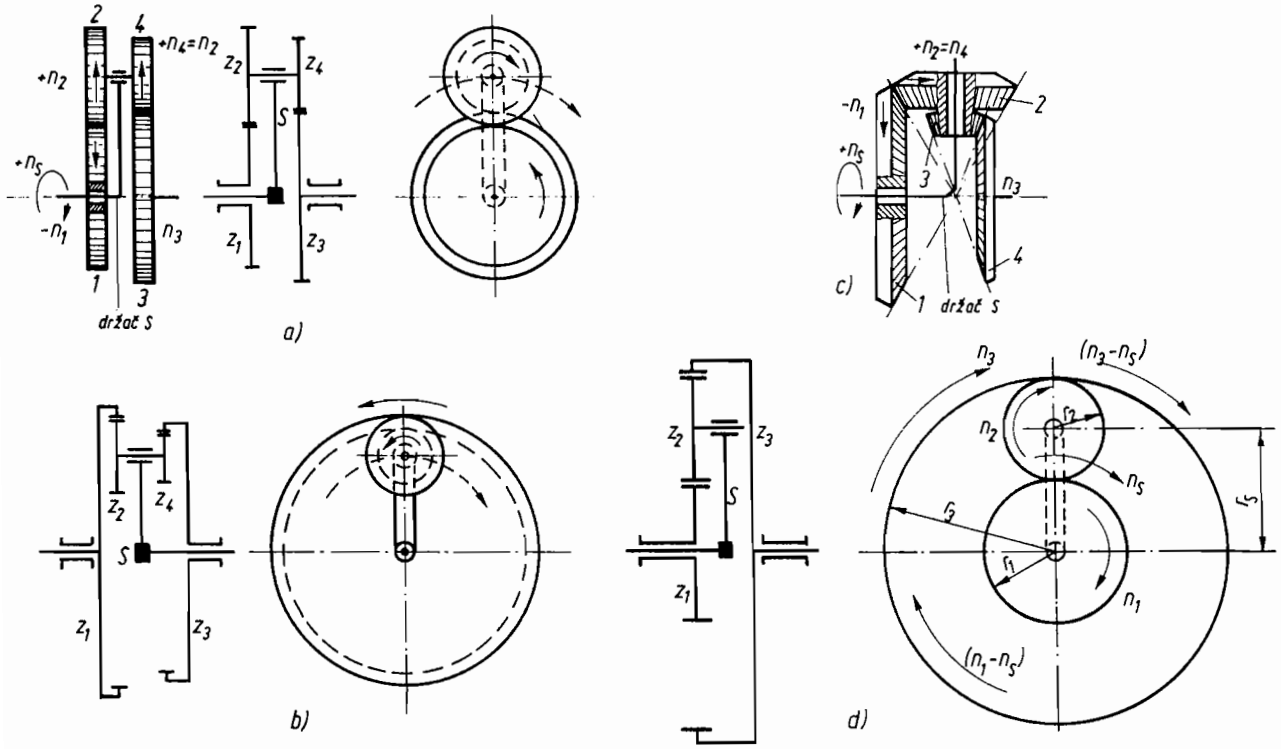
$$n_{2s} = n_2 - n_s = \frac{z_1}{z_2}(n_s - n_1)$$

za prijenosnik sa slike 404b

$$n_{2s} = n_2 - n_s = \frac{z_1}{z_2}(n_1 - n_s)$$

n_2 u s^{-1} brzina vrtnje satelita 2 oko osi držača S,
n_s u s^{-1} brzina vrtnje držača S.
n_1 u s^{-1} brzina vrtnje sunčanog zupčanika 1,
n_{2s} u s^{-1} brzina vrtnje satelita oko vlastite osi,
z_1, z_2 brojevi zuba sunčanog zupčanika i satelita.

Gornji predznaci vrijede za vanjsko, a donji za unutarnje ozubljenje zupčanika 1.



Slika 405. Planetarni prijenosnici sa dva para zupčanika
a) prijenosnici s čelnicima i vanjskim ozubljenjem; *b*) prijenosnici s čelnicima i unutarnjim ozubljenjem; *c*) prijenosnici sa stožnicima; *d*) prijenosnici s jednim vanjskim i jednim unutarnjim ozubljenjem

Planetarni prijenosnici, prema sl. 405 imaju najmanje dva sunčana zupčanika. Pri tome može jedan član biti držan (jedan ili drugi sunčani zupčanik

ili držač), a drugi gonjen. Mogu biti gonjena i dva člana potpuno neovisno, treći dobiva tada gibanje zavisno od oba gonjena člana, (diferencijal).

Na sl. 405d prikazan je planetarni prijenosnik sa sunčanim zupčanicima 1 i 3, satelitom 2 i držačem S. Sunčani zupčanik 3 ima unutarnje ozubljenje. Na glavnoj osi okretna su tri člana, 1, 3 i S, s brzinama vrtnji n_1, n_3, n_s. U prikazanom primjeru postoje dva stupnja slobode, pa je to *diferencijal*. Iz brzina vrtnje n_1, n_3, n_s, mogu se dva birati, a treći izračunati iz kinematske zavisnosti $f(n_1, n_3, n_s)=0$. Ako se jedan od članova učvrsti u kućištu ili postolju, dobiva se *planetarni prijenosnik*.

Jednadžba $f(n_1, n_3, n_s)=0$ može se najlakše riješiti prema prijedlogu Willisa na taj način, da će se promatrač planetarnog prijenosnika (sl. 405d) nalaziti na držaču S. On će u tom slučaju vidjeti planetarni prijenosnik kao standardni prijenosnik. *Relativna brzina vrtnje* članova 1 i 3 bit će u odnosu na držač S, (n_1-n_s) i (n_3-n_s), a njihov omjer z_3/z_1. Prigodom pisanja jednadžbe treba obratiti pažnju na predznak. Naime, pri danom smjeru vrtnje sunčanog zupčanika 1, u odnosu na držač S, (n_1-n_s), imat će sunčani zupčanik 3, u odnosu na držač S, (n_3-n_s) suprotan smjer gibanja.

Prema tome:

prijenosni omjer

$$\frac{n_1-n_s}{n_3-n_s}=-\frac{z_3}{z_1} \tag{423}$$

n_1 u s^{-1} brzina vrtnje sunčanog zupčanika 1,
n_3 u s^{-1} brzina vrtnje sunčanog zupčanika 3,
n_s u s^{-1} brzina vrtnje držača S,
z_1, z_3 brojevi zuba sunčanih zupčanika 1 i 3.

Iz gornjeg proizlazi za *diferencijal*

$$z_1 n_1+z_3 n_3=(z_1+z_3)\,n_s \tag{424}$$

$$n_1+\frac{z_3}{z_1}\,n_3=\left(1+\frac{z_3}{z_1}\right)n_s \tag{425}$$

Ako je zupčanik z_3 učvršćen ($n_3=0$), dobiva se *planetarni reduktor* u pogonu preko sunačnog zupčanika 1, a *planetarni multiplikator* u pogonu preko držača S.

U tom slučaju je:

prijenosni omjer planetarnog reduktora

$$i=\frac{n_1}{n_s}=\frac{z_1+z_3}{z_1}=1+\frac{z_3}{z_1} \tag{426}$$

Budući da je $z_3>z_1$ prijenosni omjer $i=\dfrac{n_1}{n_s}>2$.

Praktički se uzima da je prijenosni omjer u granicama $i=2{,}5$ do 10.

Brzina vrtnje satelita 2 (zapravo njegov relativni odnos prema držaču):

relativna brzina vrtnje satelita 2 prema držaču

$$n_{2s}=\frac{z_1}{z_2}(n_1-n_s) \tag{427}$$

Ako je $n_1=0$ dobiva se u pogonu preko z_3 *reduktor*, a *multiplikator* u pogonu preko držača:

prijenosni omjer reduktora kod $n_1=0$ *i pogona preko* z_3

$$i=\frac{n_3}{n_s}=\frac{z_1+z_3}{z_3}=1+\frac{z_1}{z_3} \tag{428}$$

Praktički se uzima da je prijenosni omjer u granicama $i=1{,}1$ do $1{,}7$.
Za satelit 2 je:

brzina vrtnje satelita 2

$$n_{2s}=-\frac{z_3}{z_2}(n_3-n_s) \tag{429}$$

Za *planetarne prijenosnike sa dva para zupčanika* prikazana na slici 405a, b, c kod kojih je $n_2=n_4$, s obzirom da zupčanici 2 i 4 imaju zajedničko vratilo, vrijede jednadžbe [vidi jednadžbu (422)]:

brzina vrtnje satelita 2 i 4 planetarnih prijenosnika sa 2 para zupčanika

$$\begin{aligned} n_2=n_4&=n_S\left(1\pm\frac{z_1}{z_2}\right)\mp\frac{z_1}{z_2}n_1\\ &=n_s\left(1\pm\frac{z_3}{z_4}\right)\mp\frac{z_3}{z_4}n_3 \end{aligned} \tag{430}$$

Iz toga proizlazi:

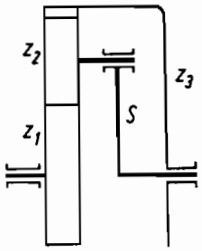
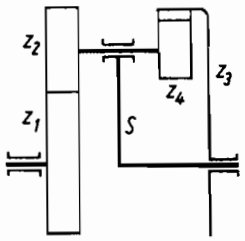
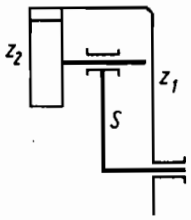
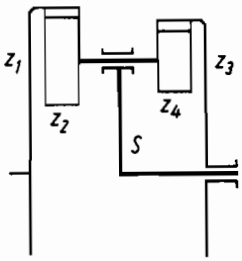
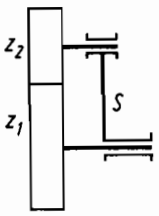
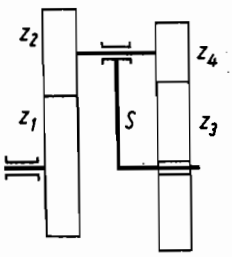
brzina vrtnje centralnog zupčanika z_3 *i brzina vrtnje satelita oko vlastite osi* $n_{2S}=n_{4S}$

$$\begin{aligned} n_3&=n_S\left(1\mp\frac{z_1z_4}{z_2z_3}\right)\pm n_1\frac{z_1z_4}{z_2z_3}\\ n_{2S}=n_{4S}&=\pm\frac{z_1}{z_2}(n_S-n_1)=\pm\frac{z_3}{z_4}(n_3-n_S) \end{aligned} \tag{431}$$

n_2, n_4 u s^{-1}	brzina vrtnje satelita 2 i 4 na zajedničkom vratilu,
n_s u s^{-1}	brzina vrtnje držača S,
n_1, n_3 u s^{-1}	brzina vrtnje centralnih zupčanika z_1 i z_3
n_{2s}, n_{4s} u s^{-1}	brzine vrtnje satelita oko vlastitih osi,
z_1, z_3	broj zubi centralnih zupčanika 1 i 3
z_2, z_4	broj zubi satelita 2 i 4.

Gornji predznaci vrijede za vanjsko, a donji za unutarnje ozubljenje.

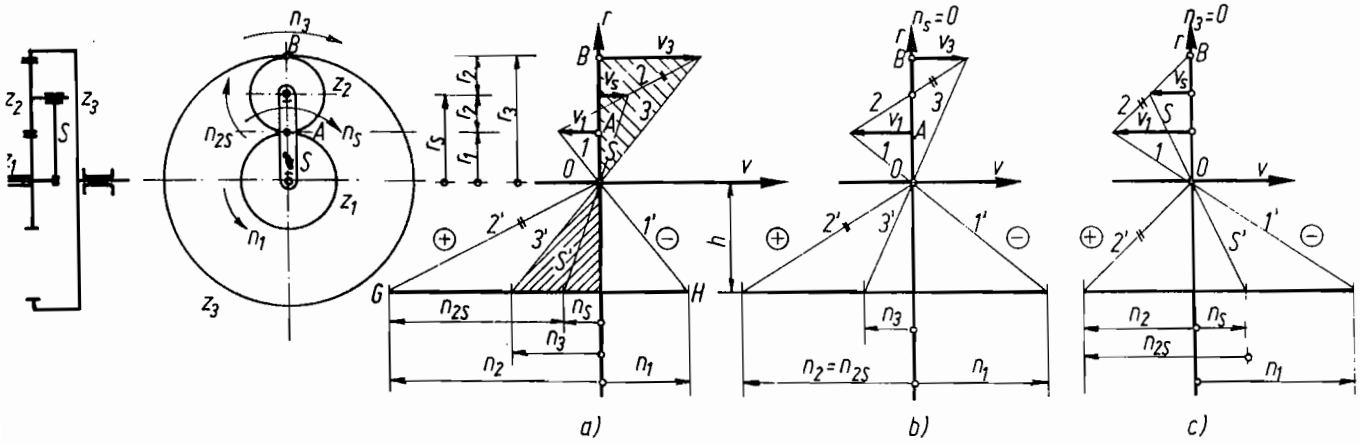
Tablica 143. Najvažniji tipovi planetarnih prijenosnika s čelnicima i stožnicima

Oznaka i shema	Prijenosni omjeri za $n_s=0$	Jednadžba brzine vrtnje
1AI  $r_s=r_1+r_2=r_3-r_2$ $=\frac{r_1+r_3}{2},\ r_2=\frac{r_3-r_1}{2}$	$i_{1/2}=-\frac{r_2}{r_1}=-\frac{z_2}{z_1}$ $i_{2/3}=\frac{r_3}{r_2}=\frac{z_3}{z_2}$ $i_{1/3}=-\frac{r_3}{r_1}=-\frac{z_3}{z_1}$	$n_1+\frac{z_3}{z_1}n_3=\left(1+\frac{z_3}{z_1}\right)n_s$ $n_1+\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1+\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$ $n_2-\frac{z_3}{z_2}n_3=\left(1-\frac{z_3}{z_2}\right)n_s$
2AI  $r_s=r_1+r_2$ $=r_3-r_4$	$i_{1/2}=-\frac{r_2}{r_1}=-\frac{z_2}{z_1}$ $i_{4/3}=\frac{r_3}{r_4}=\frac{z_3}{z_4}$ $i_{1/3}=\frac{r_2}{r_1}\cdot\frac{r_3}{r_4}$ $=-\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_3}{z_4}$	$n_1+\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1+\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$ $n_1+\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1+\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$ $n_2-\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1-\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$
1I  $r_s=r_1-r_2$	$i_{1/2}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{z_2}{z_1}$	$n_1-\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1-\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$
2II  $r_s=r_1-r_2$ $=r_3-r_4$	$i_{1/2}=\frac{r_2}{r_1}=\frac{z_2}{z_1}$ $i_{4/3}=\frac{r_3}{r_4}=\frac{z_3}{z_4}$ $i_{1/3}=\frac{r_2}{r_1}\frac{r_3}{r_4}=\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}$	$n_1-\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1-\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$ $n_1-\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1-\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$ $n_2-\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1-\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$
1A  $r_s=r_1+r_2$	$i_{1/2}=-\frac{r_2}{r_1}=-\frac{z_2}{z_1}$	$n_1+\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1+\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$
2AA  $r_s=r_1+r_2$ $=r_3+r_4$	$i_{1/2}=-\frac{r_2}{r_1}=-\frac{z_2}{z_1}$ $i_{2/3}=-\frac{r_3}{r_4}=-\frac{z_3}{z_4}$ $i_{1/3}=\frac{r_2}{r_1}\frac{r_3}{r_4}=\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4}$	$n_1-\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1-\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$ $n_1+\frac{z_2}{z_1}n_2=\left(1+\frac{z_2}{z_1}\right)n_s$ $n_2+\frac{z_3}{z_4}n_3=\left(1+\frac{z_3}{z_4}\right)n_s$

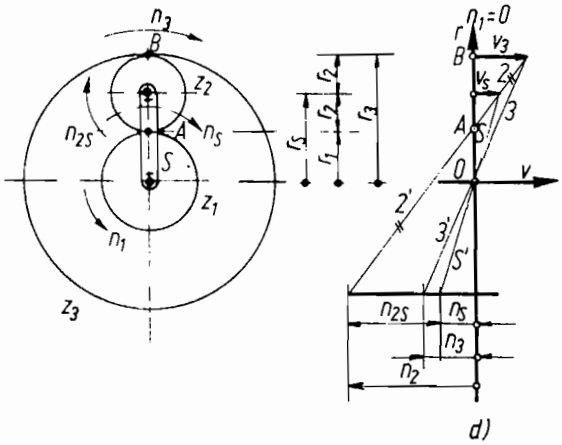
Prema tablici 143, gdje su shematski prikazani najosnovniji tipovi planetarnih prijenosnika, označuju brojke 1 i 2 jednostepene i dvostepene prijenosnike, a slova A i I vanjsko ili unutarnje ozubljenje sunčanog zupčanika. U jednadžbama danim u tablici 143 mogu biti umjesto broja zuba upisani i polumjeri diobenih kružnica, jer je $r=\frac{m \cdot z}{2}$. Moduli pojedinih zupčanih parova *dvostepenih* i *višestepenih planetarnih prijenosnika* ne moraju biti jednaki.

Od tipova prikazanih u tablici 143 najčešće se upotrebljava *tip 1AI* s većim brojem simetrično raspoređenih satelita, uz uvjet da z_1+z_3 bude cio broj i djeljiv s brojem satelita.

Analitičko rješavanje gibanja može se provjeriti i grafički. Na slici 406 prikazan je način grafičkog rješavanja gibanja planetarnog prijenosnika 1AI. U točkama dodira pojedinih članova nanose se na odgovarajućim polumjerima, nacrtanim u mjerilu, izračunate vrijednosti odgovarajućih obodnih brzina (također u mjerilu) $v_1=r_1 \cdot \omega_1$, $v_3=r_3 \cdot \omega_3$, u smjeru koji odgovara smjeru vrtnje. Povlačenje zraka 1, 2, 3 i njihova produženja omogućuju da se iz sličnosti trokuta očitaju brzine vrtnje. Dokaz da linija *GH* na razmaku *h* od apscise na koju se nanose obodne brzine, predstavlja zaista brzine vrtnje pojedinih organa prijenosnika, vidljivo je iz slike 406.



Slika 406. Plan brzina i brzina vrtnje planetarnog prijenosnika 1 AI, ako se radi o: *a*) diferencijalu sa dva stupnja slobode; *b*) prijenosniku pri $n_S=0$; *c*) prijenosniku pri $n_3=0$; *d*) prijenosniku pri $n_1=0$



Iz sličnosti trokuta r_3 v_3 *3* i trokuta *h* n_3 *3'*, za točku *B* dodira satelita 2 i centralnog zupčanika 3, dobiva se odnos:

$$\frac{n_3}{h}=\frac{v_3}{r_3} \text{ odnosno } h=\frac{r_3 n_3}{v_3}$$

Budući da je $v_3=r_3 \cdot n_3$ proizlazi da je $h=1$. Prema općoj jednadžbi $h \cdot v=r \cdot n$ dobiva se da linija *GH* na razmaku *h* od apscise predstavlja brzine vrtnja pojedinih organa prijenosnika.

Jednadžbe u tablici 143, izražene pomoću brojeva zubi, vrijede samo za *NULTE parove*. Ako su to *V-NULTI* ili *V-parovi zupčanika planetarnih prijenosnika*, treba u jednadžbama, a i pri grafičkom crtanju, upotrijebiti polumjere kinematskih kružnica. Moguće je da kod prijenosnika 2AA i 2AI bude $z_2 = z_4$, a da $r_2 \neq r_4$.

Na slici 407 prikazan je planetarni prijenosnik 1AI s brojevima zubi z_1, z_2, z_3 na razmaku osi a, pogonskim kutovima zahvatne crte α_{w1}, α_{w2}, kod $\alpha = 20°$.

Budući da broj zubi satelita ne utječe na veličinu prijenosnog omjera, smanjuje se njihov broj za 1 do 2 zuba, da bi se omogućio i iskoristio pomak profila.

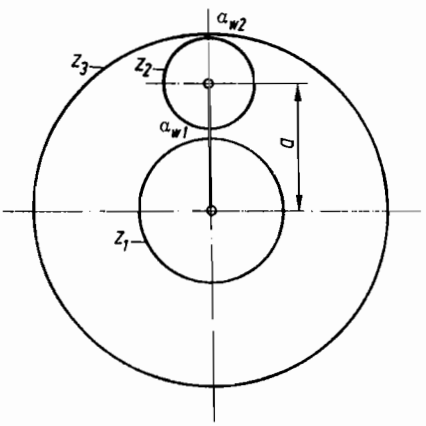
Polazi se od zadanog modula, pomaka x_1 (npr. 0,5) i x_3 (npr. nula ili mali pozitivni pomak, što poboljšava zahvat). Četiri nepoznanice: a, α_{w1}, α_{w2}, x_2, proizlaze iz četiri slijedeće jednadžbe:

$$\cos \alpha_{w1} = \frac{z_1 + z_2}{2a} m \cdot \cos \alpha \tag{432}$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\text{ev}\, \alpha_{w1} - \text{ev}\, \alpha) \tag{433}$$

$$\cos \alpha_{w2} = \frac{z_3 - z_2}{2a} m \cdot \cos \alpha \tag{434}$$

$$x_2 - x_3 = \frac{z_3 - z_2}{2 \tan \alpha} (\text{ev}\, \alpha - \text{ev}\, \alpha_{w2}) \tag{435}$$



Slika 407. Planetarni prijenosnik 1AI na kojem treba izvršiti pomak profila

α u °	izradni kut zahvatne linije,
α_w u °	pogonski kut zahvatne linije,
x_1, x_2	faktori pomaka,
z_1, z_2, z_3	brojevi zuba zupčanika,
ev α, ev α_w	evolventne funkcije izradnog i pogonskog kuta zahvatne linije (vidi str. 516)
a u mm	razmak osi.

Odgovarajućom transformacijom mogu se gornje jednadžbe riješiti.

10.3. Sile, momenti i snage planetarnih prijenosnika s čelnicima

10.3.1. Kada gubici nisu uzimani u obzir

Da bi se odredili momenti potrebno je nacrtati sile koje djeluju na satelit, a ove moraju biti međusobno u ravnoteži. To su *sile koje djeluju na zube* u točkama zahvata i *reaktivne sile na držaču*. Uzete su u obzir samo obodne komponente, jer radijalne ne utječu na okretne momente. Za prikazani tip 1AI iznosi $F_{t1} = F_{t3}$, a $F_{ts} = F_{t1} + F_{t3} = 2F_{t1}$. Premda je na slici 408b prikazano da je $n_s = 0$, na sl. 408c da je $n_3 = 0$, a na sl. 408d da je $n_1 = 0$, slika djelovanja sila na satelit z_2 ostaje nepromijenjena. To vrijedi i kada se sva tri vratila okreću, 408 b.

Prema uvjetima ravnoteže mora suma svih momenata koji djeluju izvana biti jednaka nuli, s tim da su momenti koji djeluju u smjeru okretanja kazaljke na satu pozitivni, a oni suprotni negativni:

suma momenata $$T_1 + T_3 + T_s = 0 \tag{436}$$

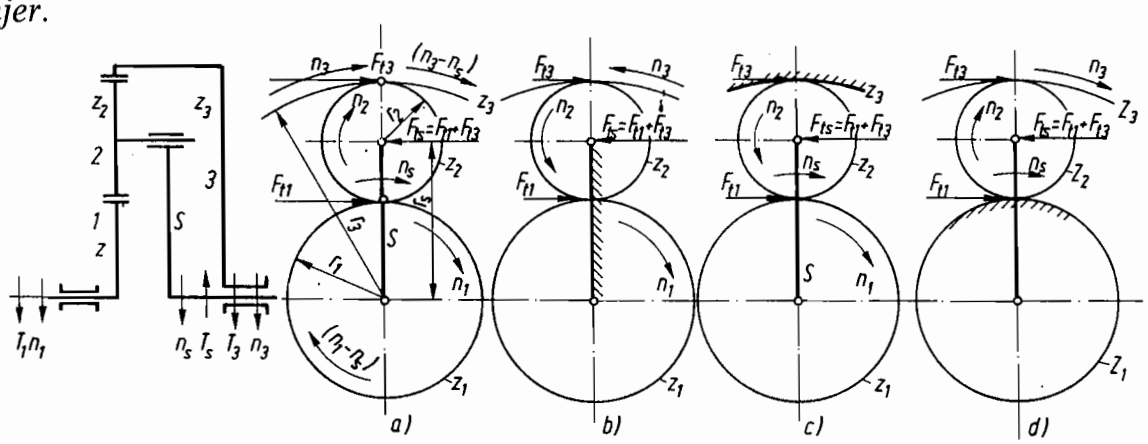
pogonski moment $$T_1 = F_{t1} \cdot r_1 \tag{437}$$

$$T_3 = F_{t3} \cdot r_3 = F_{t1} \cdot r_1 \cdot \frac{r_3}{r_1} \tag{438}$$

gonjeni moment $$T_s = -F_{ts} \cdot r_s = -F_{t1} \cdot r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) \tag{439}$$

T_1, T_3, T_s u Nm okretni momenti,
F_{t1}, F_{t3}, F_{ts} u N obodne sile,
r_1, r_3, r_s u m polumjeri kinematskih kružnica i držača.

Pogonskim momentima označavamo one kod kojih vektori obodnih sila (na satelit) i odgovarajućih obodnih brzina imaju *isti smjer*. *Gonjenim momentima* označavamo one kod kojih vektori obodnih sila i brzina *imaju suprotan smjer*.



Slika 408. Planetarni,prijenosnik 1AI
a) smjer gibanja pojedinih organa ako radi kao diferencijal; *b*) sile koje se javljaju na satelitu z_2 ako je z_1 pogonski, z_3 gonjeni, a $n_s = 0$; *c*) sile koje se javljaju na satelitu z_2 ako je z_1 pogonski, S gonjeni, a $n_3 = 0$; *d*) sile koje se javljaju na satelitu z_2 ako je z_3 pogonski, S gonjeni, a $n_1 = 0$

Ako se zanemare gubici, mora i suma svih snaga biti jednaka nuli:

suma snaga $$P_1 + P_3 + P_s = 0 \tag{440}$$

$$T_1 \cdot \omega_1 + T_3 \cdot \omega_3 + T_s \cdot \omega_s = 0 \tag{441}$$

pogonska snaga $$P_1 = F_{t1} \cdot r_1 \cdot \omega_1 \tag{442}$$

$$P_3 = F_{t3} \cdot r_3 \cdot \omega_3 = F_{t1} \cdot r_1 \frac{r_3}{r_1} \cdot \omega_3 \tag{443}$$

gonjena snaga $$P_s = -F_{ts} \cdot r_s \cdot \omega_s = -F_{t1} \cdot r_1 \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) \omega_s \tag{444}$$

P_1, P_3, P_s u W snage,
ω_1, ω_3, ω_s u rad/s kutne brzine.

10.3.2. Kada se gubici uzimaju u obzir

Prema jednadžbi (427) satelit 2 vrši relativno gibanje u odnosu na svoju os uloženu u držaču. Zbog toga se javlja relativno visoka *prividna snaga*, koja snizuje iskoristivost planetarnih prijenosnika.
Ukupan *gubitak snage* prijenosnika 1AI, slika 408:

gubitak snage
$$P_{Guk}=\frac{F_{t2}\,v_{r2}\,(1-\eta_z\cdot\eta_{L2})}{\eta_{Ls,3}} \tag{445}$$

obodna brzina satelita oko vlastite osi
$$v_{r2}=2r_2\cdot\pi\cdot n_{2s} \tag{446}$$

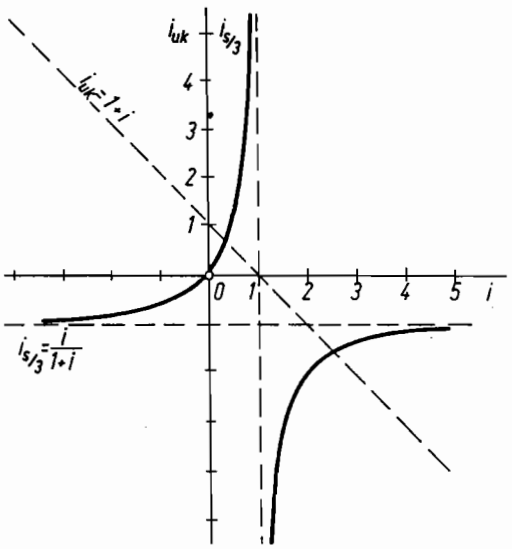
odvedena snaga
$$P_2=P_1-P_{Guk} \tag{447}$$
$$P_{Guk}=P_1\,(1-\eta_{uk}) \tag{448}$$

iskoristivost
$$\eta_{uk}=\frac{P_2}{P_2+P_{Guk}}=\frac{1}{1+\frac{P_{Guk}}{P_2}} \tag{449}$$

P_{Guk} u W	ukupna snaga koja se gubi,
v_{r2} u m/s	obodna brzina satelita 2,
P_2 u W	odvedena snaga,
η_z	gubici u zubima,
η_{L2}	gubici u ležajima satelita 2,
$\eta_{Ls,3}$	gubici u ležajima držača i sunčanog zupčanika 3,
n_{2s} u s^{-1}	relativna brzina vrtnje satelita 2,
r_2 u m	kinematski promjer satelita 2.

10.4. Pregled prijenosnih omjera i mogućnosti planetarnih prijenosnika 1AI i 2AI

U tablici 144 dan je pregled prijenosnih omjera planetarnih prijenosnika 1AI i 2AI.



Slika 409. Zavisnost prijenosnih omjera i_{uk}, $i_{s/3}$

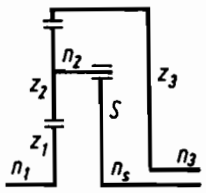
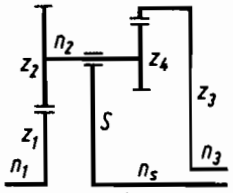
Ako planetarni prijenosnik ima tri vratila, od kojih dva mogu biti pogonska, a jedno gonjeno ili jedno pogonsko, a dva gonjena, mogu se zadržavanjem jednog od vratila, ili bez zadržavanja jednog od njih, ostvariti 12 različitih kombinacija (vidi tablicu 145).

$$i_{s/3}=\frac{i}{1+i}$$

Na slici 409 prikazani su pomoću dijagrama prijenosni omjeri

$$i_{uk}=1+i;\qquad i_{s/3}=\frac{i}{1+i};\qquad i_{1/3}=-i.$$

Tablica 144. Pregled prijenosnih omjera

1AI	2AI	Za 1AI je prijenosni omjer standardnog prijenosnika $i=z_3/z_1$ za 2AI $i=\frac{z_3\cdot z_2}{z_4\cdot z_1}$
		

Nepokretan organ	1AI		2AI		
	jednadžba	veličina	jednadžba	veličina	
3	$1+\frac{z_3}{z_1}$	2,7 do 8	$1+\frac{z_2\cdot z_3}{z_1\cdot z_4}$	2 do 12	$i_{uk}=1+i$
1	$\frac{1}{1+\frac{z_1}{z_3}}$	0,65 do 0,88	$\frac{1}{1+\frac{z_1\cdot z_4}{z_2\cdot z_3}}$	0,5 do 0,92	$i_{s/3}=\frac{i}{1+i}$
S	$-\frac{z_3}{z_1}$	−1,7 do −7,0	$-\frac{z_2\cdot z_3}{z_1\cdot z_4}$	−1,0 do −11,0	$i_{1/3}=-i$

Tablica 145. Mogućnost ostvarenja kombinacija ulaza i izlaza snage i gibanja

	$n_s=0$		$n_3=0$		$n_1=0$		dva pogonska jedno gonjeno			jedno pogonsko dva gonjena		
ulaz	1	3	1	S	3	S	1 i 3	1 i S	3 i S	S	3	1
Izlaz	3	1	S	1	S	3	S	3	1	1 i 3	1 i S	3 i S

10.5. Planetarni prijenosnici sa stožnicima

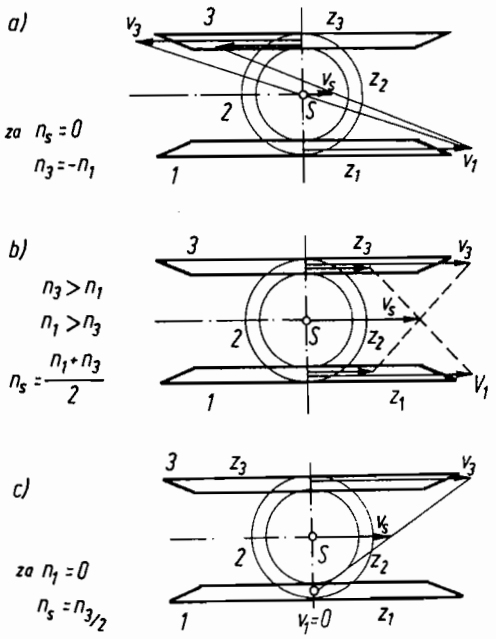
Iz poglavlja 10.2, sl. 404 i 405, vidjeli smo da za jednostavne planetarne prijenosnike, planetarne prijenosnike s čelnicima i stožnicima, vrijede za proračun prijenosnih omjera iste jednadžbe [(422), (423), (425), (430), (431)].

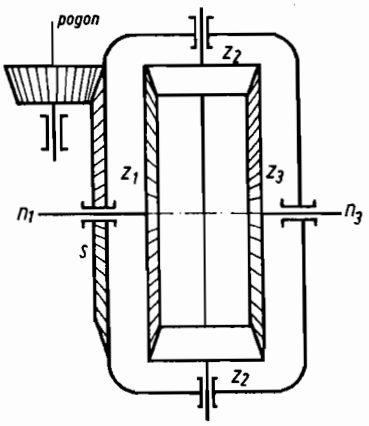
Pri gradnji vozila nalazi primjenu *diferencijal sa stožnicima* prikazan na sl. 410, kod kojega postoje slijedeće mogućnosti gibanja:

a) Ako se okreću istodobno u suprotnom smjeru zupčanici z_1 i z_3, rotira držač S razlikom kutnih brzina ω u istom smjeru sa zupčanikom, koji se okreće većom brzinom vrtnje (sl. 410a). Ako su kutne brzine zupčanika z_1 i z_3 jednake, $n_s=0$.

b) Okrećemo li držač S i zupčanik z_1 u istom smjeru, brzina vrtnje zupčanika z_3 jednaka je dvostrukoj brzini vrtnje držača S, umanjenoj za brzinu vrtnje zupčanika z_1. Okreće li se z_1 dvostruko brže od držača S, zupčanik z_3 stoji.

c) Okreću li se držač S i zupčanik z_1 suprotno jedan drugome, okreće se zupčanik z_3 u smjeru okretanja držača dvostrukom brzinom vrtnje držača, uvećanom za brzinu vrtnje zupčanika z_1. Ono što je rečeno u točkama b i c vrijedi odgovarajuće i za okretanje držača S i zupčanika z_3.





Slika 410. Diferencijal sa stožnicima prikazan planom brzina za slučajeve
a) $n_s = 0$; *b*) $n_1 > n_3$, $n_3 > n_1$ uz isti smjer vrtnje; *c*) $n_1 = 0$

d) Zadržava li se držač, okreću se zupčanici z_1 i z_3 istom kutnom brzinom, ali u suprotnom smjeru, bez obzira da li se pokreće z_1 ili z_3.

e) Okreću li se istodobno zupčanici z_1 i z_3 u istom smjeru ništa ne zadržavajući, okreće se i držač S u istom smjeru brzinom vrtnje koja odgovara aritmetičkom prosjeku:

$$n_s = \frac{n_1 + n_3}{2} \tag{410b}$$

f) Okreće li se zupčanik z_3, a zadržava z_1, okreće se i držač S u istom smjeru, ali samo polovinom brzine vrtnje zupčanika z_3

$$n_s = \frac{n_3}{2} \tag{410c}$$

g) Okreće li se držač S, a zadržava zupčanik z_3, okreće se zupčanik z_1 dvostrukom brzinom vrtnje.

11. TARNI PRIJENOSNICI

11.1. Općenito

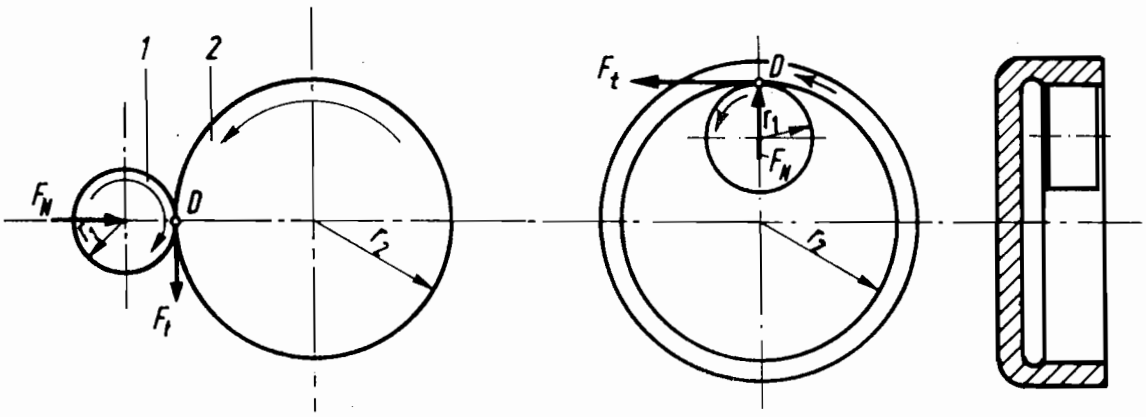
Kod tarnih prijenosnika prenosi se gibanje od jedne tarenice na drugu samo trenjem dodirnih površina. Zbog toga može kod tarnih prijenosnika doći do *proklizavanja*, a i *puzanja*. Najjednostavniji oblik tarnog prijenosnika su *dvije tarenice u obliku valjaka* (sl. 411). Pogonska tarenica 1 tlači silom F_N na gonjenu tarenicu 2. Time se silom trenja $F_R = F_t = \mu \cdot F_N$ omogućava prenošenje okretnog momenta T_1 i njegovo pretvaranje u omjeru polumjera tarenica

$$r_2/r_1 = i.$$

Razlikujemo tarne prijenosnike sa:

a) *konstantnim prijenosnim omjerom,*
b) *s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera,*
c) *s mogućnošću reverziranja gibanja.*

Tarni prijenosnici odlikuju se jednostavnom izradom, malim razmakom osi i niskim troškovima održavanja.

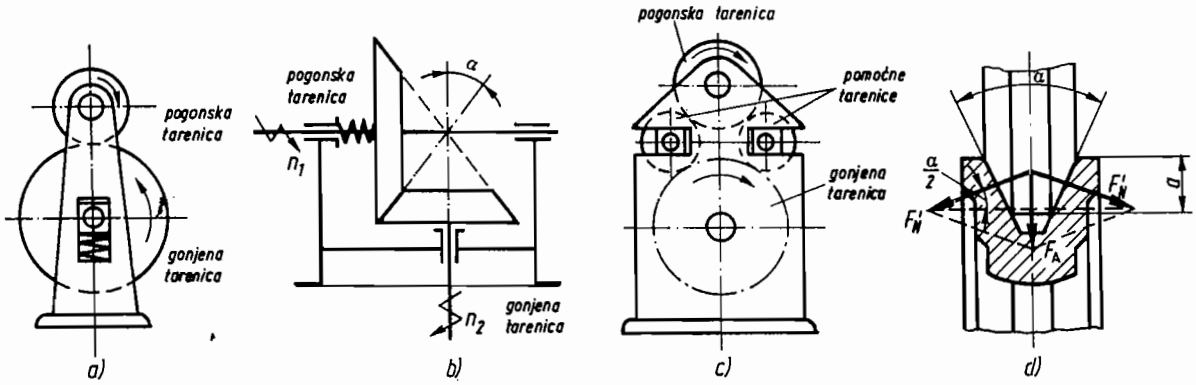


Slika 411. Osnovni principi rada tarnih prijenosnika s paralelnim vratilima

Proklizavanje je određena mogućnost *zaštite protiv preopterećenja.* Konstruktivno se mogu vrlo jednostavno oblikovati prijenosnici s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera. Nedostatak tarnih prijenosnika je *puzanje*, koje se ne može izbjeći, te potreba za relativno *velikim tlačnim silama*, što opet izaziva *visoko opterećenje ležaja. Vijek trajanja* tarnih prijenosnika i snage koje se mogu prenositi zavise od *svojstava materijala* tarenica (tvrdoća, čvrstoća, otpornost na trošenje).

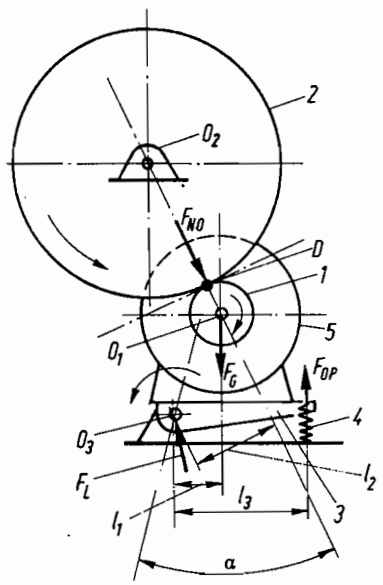
11.2. Tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom

Služe za prijenos manjih snaga, kod malih razmaka osi. Na slici 412 prikazani su neki primjeri izvedaba prijenosnika s *konstantnim prijenosnim omjerom.*



Slika 412. Tarni prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom
a) tarni prijenosnik s tarenicama u obliku valjka; *b*) tarni prijenosnik sa stožastim tarenicama; *c*) tarni prijenosnik s pomoćnim tarenicama; *d*) ožljebljenje tarenice

Na prijenosnicima prikazanim na slici 412a i b ostvaruje se sila kojom tarenice pritiskuju jedna na drugu pomoću opruga. Zbog toga tarenica na koju djeluje opruga mora biti pokretljiva. Kod stožastih tarenica prijenosni omjer $i = n_1/n_2 = \tan\alpha$ (kod kuta koji zatvaraju osi vrtnje 90°). Stožaste tarenice trebaju za prijenos jednako velikog okretnog momenta manju *silu pritiska tarenica.* Tarni prijenosnik prema slici 412c omogućuje da obje tarenice budu čvrsto uležištene, a silu pritiska tarenica stvaraju *pomoćne tarenice.* Da bi se smanjilo opterećenje ležaja upotrebljavaju se *ožlijebljene tarenice,* sl. 412c (kut žlijeba $\alpha \approx 30$ do 40°).



Slika 413. Tarni prijenosnik s konstantnim prijenosnim omjerom i mogućnošću automatskog prilagođavanja sile pritiska tarenica na snagu koja se prenosi

Sila pritiska ožlijebljenih tarenica iznosi:

$$F_A = F'_N \cdot \sin \alpha/2 \qquad (450)$$

F_A u N sila pritiska tarenica,
F'_N u N komponenta sile pritiska, koja djeluje okomito na bokove žlijeba,

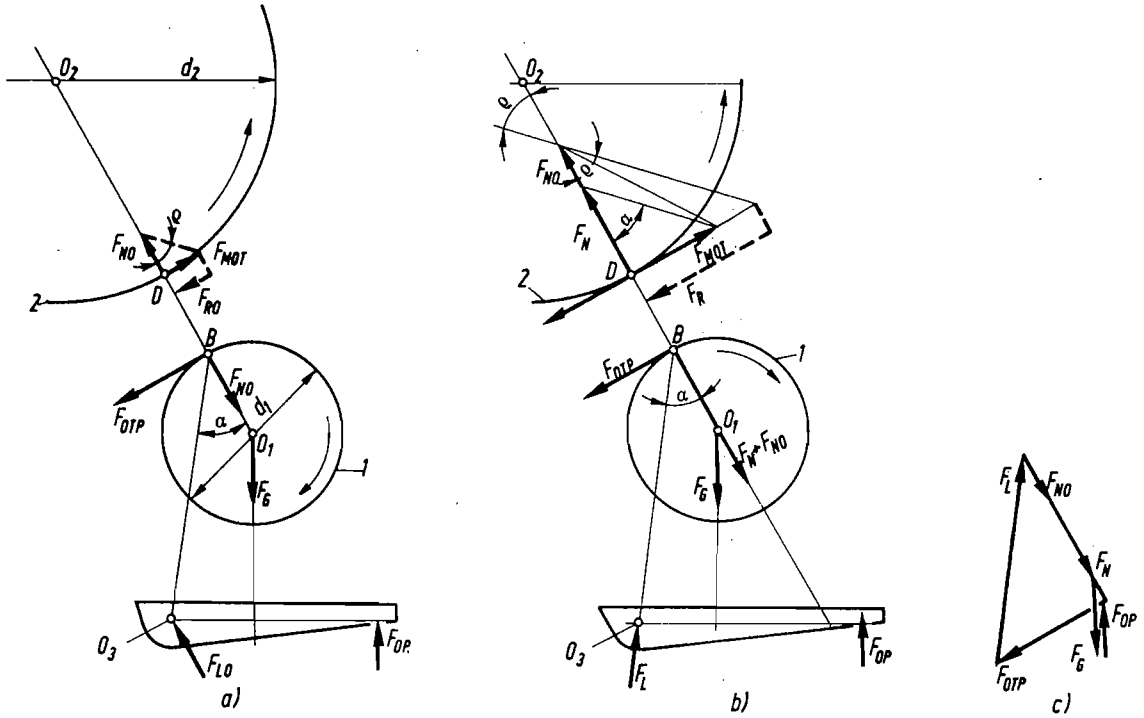
Suvremene konstrukcije omogućuju da se sile pritiska tarenica automatski prilagođuju visini snage koju treba prenijeti (sl. 413). Motor 5 zajedno sa

pogonskom tarenicom 1 smješten je na postolje 3 okretno oko točke 0_3. Na drugom slobodnom kraju djeluje nastavljiva opruga 4. Dano rješenje vrijedi samo za naznačeni smjer vrtnje. Položaj okretišta O_3 treba birati tako da kut (vidi sl. 413) dobiven spojnicom DO_3 i O_2O_1 bude veći od kuta trenja ϱ (kod tarenica s gumenim vijencem $\alpha \approx 42$ do $45°$).

Sila opruge F_{OP} dimenzionira se prema sili pritiska tarenica u stanju mirovanja F_{NO} (ta sila iznosi oko 10 % pogonske sile pritiska tarenica) iz uvjeta ravnoteže:

$$F_{OP} = \frac{F_G \cdot l_1 + F_{NO} \cdot l_2}{l_3} \tag{451}$$

F_{OP} u N	sila opruge,
F_G u N	sila koja proizlazi iz težine $F_G = G \cdot g$,
F_{NO} u N	normalna sila koja djeluje na liniji dodira,
l_1, l_2, l_3 u m	pojedine udaljenosti prema slici.

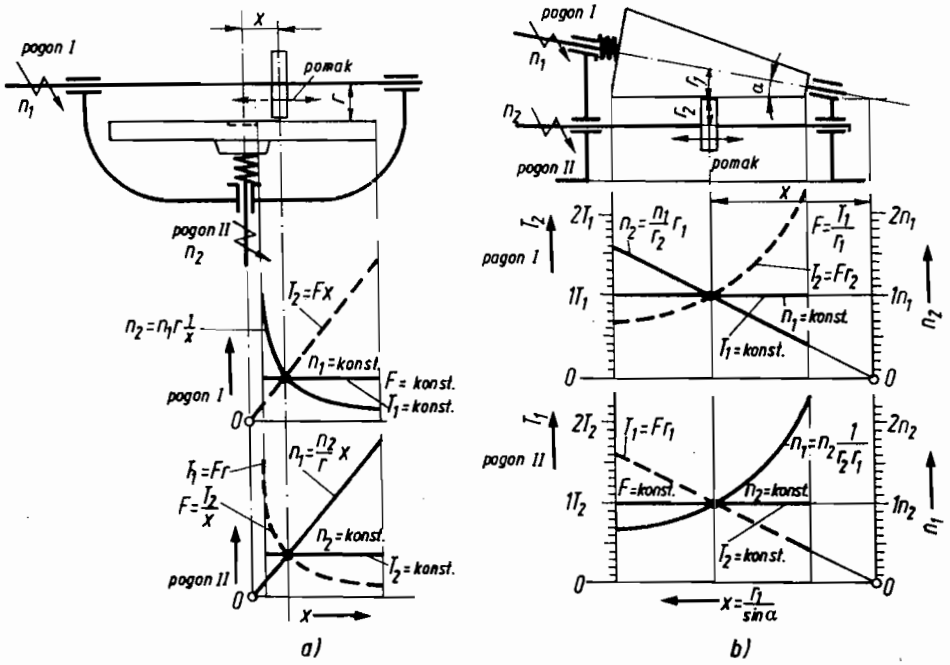


Slika 414. Početno i pogonsko stanje tarnog prijenosnika sa sl. 413.
a) početak gibanja; *b*) pogonsko stanje; *c*) grafičko utvrđivanje sile u ležaju

U početku rada (sl. 414a) raste obodna sila motora F_{MOT} polagano, nastojeći da dosegne veličinu obodne sile potrebne za savladavanje otpora gonjenog stroja F_{OTP} ($F_{...} \ll F_{OTP}$ odnosno sile prianjanja kod stavljanja u pogon F_{RO}). U tom periodu kada F_{MOT} mora najprije doseći silu otpora F_{OTP} nastojat će *pogonska tarenica* 1 da se nekako popne na gonjenu tarenicu, koja još stoji. To će dovesti do nagibanja okretnog postolja u smjeru strelice, oko okretišta O_3 (sl. 413). Ovom gibanju doprinosi i *moment statora elektromotora* suprotan u početku gibanja *momentu rotora.* U početku stoji na raspolaganju sila trenja $F_{RO} = F_{NO} \cdot \mu$. Spomenutim nagibanjem postolja povećava se sila pritiska tarenica, odnosno sila trenja $F_R = \mu (F_N + F_{NO})$, dok ne dosegne $F_{MOT} = F_{OTP} \leqq F_R$ (sl. 414b).

11.3. Tarni prijenosnici s mogućnostima kontinuirane promjene prijenosnog omjera

Na sl. 415a shematski je prikazan tarni *prijenosnik s* tarenicama *u obliku kružne ploče* i u *obliku valjka*, za razliku od sl. 415b, na kojoj jedna *tarenica ima oblik stošca*, a druga *oblik valjka*. Na slikama dane su i funkcionalne zavisnosti brzina vrtnje, okretnih momenata i obodnih sila od položaja pokretljive tarenice.



Slika 415. Tarni prijenosnici (varijatori) s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera *a*) tarenice u obliku kružne ploče i valjka; *b*) tarenice u obliku stožnika i valjka

Tarni prijenosnik prikazan na sl. 415a, jednostavna je oblika i nalazi zato primjenu i pored toga što je iskoristivost niska, a trošenje visoko. Pogon može uslijediti bilo od tarenice u obliku valjka bilo od kružne ploče. I kod tarnog prijenosnika prikazanog na sl. 415b pogon može dolaziti od stožaste tarenice i od tarenice u obliku valjka. U prvom slučaju (sl. 415a) je brzina vrtnje n_2 proporcionalna recipročnoj vrijednosti x, a u drugom je brzina vrtnje n_1 proporcionalna razmaku x. Tarenice mogu, osim prikazanih na sl. 415, imati i drugačije oblike. Iz različitih mogućnosti izbora oblika tarenica i njihovog međusobnog položaja treba birati one kod kojih je puzanje, potrebna sila pritiska tarenica i time izazvano opterećenje materijala, najniže. Na izbor *oblika rotacionog tijela tarenica* postavljaju se slijedeći zahtjevi:

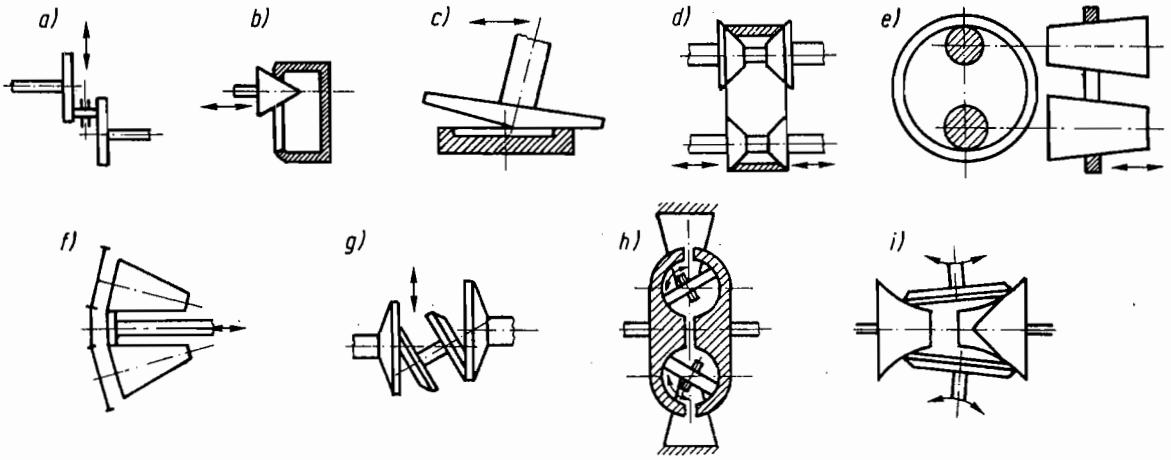
a) Tijelo se mora dati u odgovarajuće visokoj kvaliteti lako izraditi.

b) *Tangencijalno puzanje* (vidi 11.4.), koje se posebno kod prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera ne može izbjeći, treba da je po mogućnosti što niže.

c) *Naprezanje materijala* na mjestima dodira izazvano silom pritiska tarenica, treba da je po mogućnosti što niže.

d) Mora postojati mogućnost ugradnje više jednakih rotacionih tijela, da bi se povećala mogućnost nastavljanja i prijenosa snage.

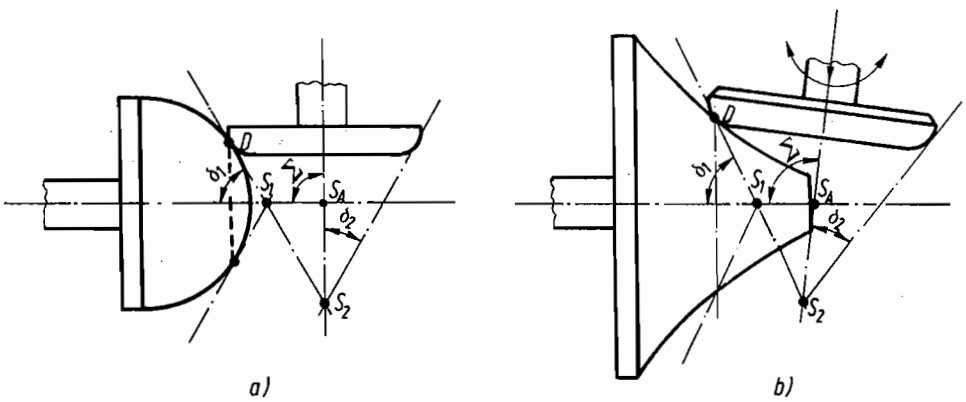
Jednostavna rotaciona tijela dobivaju se ako se za izradu upotrijebe pravci i jednostavne krivulje, koje leže u ravnini u kojoj leži i os vrtnje. Na slici 416 prikazani su prijenosnici dobiveni sparivanjem tarenica jednostavnih rotacionih oblika (valjci, stošci, skraćeni stošci, kružne ploče ili kugle.)



Slika 416. Razni oblici rotacionih tarenica
a) kružne ploče i valjak; *b*) stožac i šuplji stožac; *c*) stožac i tanjurasta ploča; *d*) stožac i šuplji stožasti prsten; *e*) stožac i prsten; *f*) stošci i valjak; *g*) tanjuraste ploče i stošci; *h*) toroid i kugla; *i*) toroid i kugla

11.4. Osnove proračuna

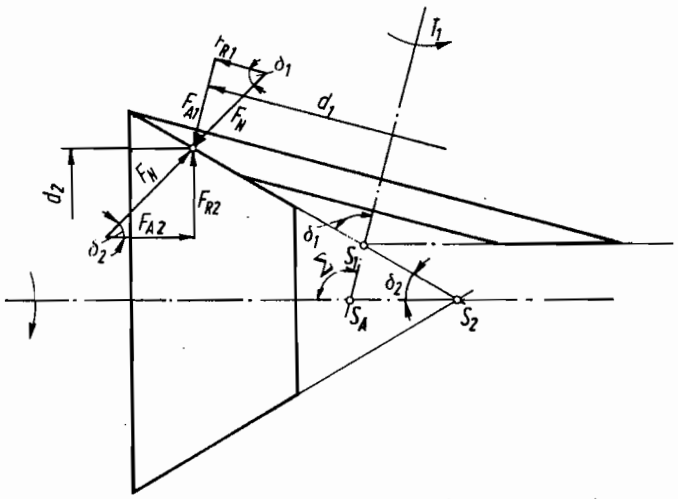
Svi tarni prijenosnici mogu se svesti približno na sparivanje stožastih tijela. *Dopunski stošci*, koji se uzimaju kao osnova za proračun, dobivaju se tako da se pri dodiru u točki (sl. 417a) provlači kroz točku dodira D, a pri dodiru u liniji (sl. 417b) kroz sredinu linije dodira, zajednička tangenta na rotacionu krivulju. Tangenta prolazi meridijalnim presjekom rotacionih tijela i siječe osi vrtnje u točkama S_1 i S_2. Tangenta je zajednička izvodnica



Slika 417. Opći prikaz tarnih prijenosnika s mogućnošću promjene prijenosnog omjera
a) prijenosnik s dodirom u točki; *b*) prijenosnik s dodirom u liniji

dopunskog stošca i zatvara s osima vrtnje kutove δ_1 i δ_2. Osi vrtnje sijeku se u točki S_A pod kutom Σ.

Pri istraživanju može se tarni prijenosnik bilo kakvog rotacionog oblika tijela tarenica svesti na prijenosnik sa *tarenicom u obliku punog ili skraćenog stošca.* To znači da se i svi rezultati dobiveni istraživanjem tarnih prijenosnika sa stožastim tarenicama mogu primijeniti na prijenosnike s proizvoljnim oblikom tarenica. Cilindrične i pločaste oblike tarenica treba promatrati kao specijalne slučajeve stožaca.



Slika 418. Komponente sila pritiska tarenica

Prijenos momenta od jedne tarenice na drugu vrši se trenjem. Tarenice tlače jedna na drugu silom F_N. Obodna sila F_t koju je moguće prenijeti zavisi od sile F_N i koeficijenta trenja μ:

$$F_t = \nu \cdot F_N \cdot \mu \tag{452}$$

$$F_N = \frac{F_t}{\nu \cdot \mu} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot \nu \cdot \mu} \tag{453}$$

ν je stupanj iskorištenja ($\nu = 0{,}75$ do $0{,}8$),
μ je koeficijent trenja,
T_1 u Nm je okretni moment,
d_1 u m je srednji promjer pogonske tarenice.

Sa slike 418 vidljivo je da se sila pritiska tarenica razlaže na komponente koje kao aksijalne i radijalne sile opterećuju ležaje. Veličine pojedinih komponenata iznose:

$$F_{A1} = F_N \cdot \sin \delta_1 \qquad F_{A2} = F_N \cdot \cos \delta_2 \tag{454}$$

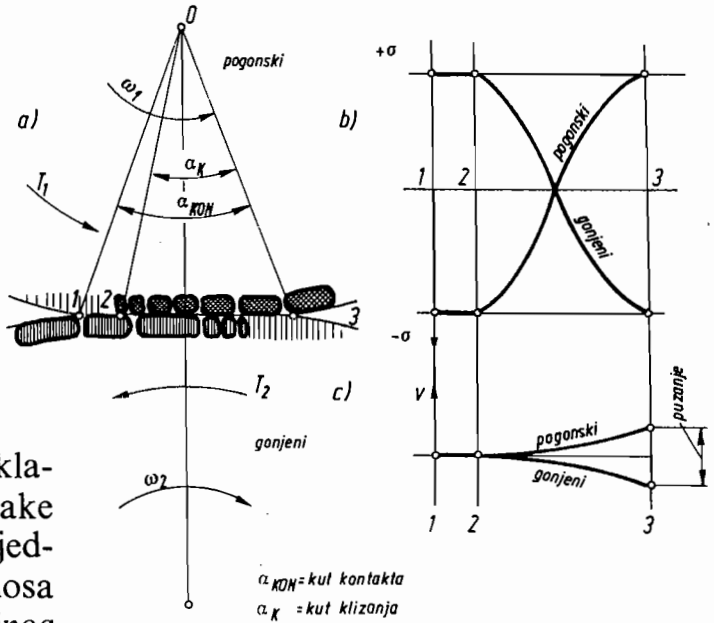
$$F_{R1} = F_N \cdot \cos \delta_1 \qquad F_{R2} = F_N \cdot \sin \delta_2 \tag{455}$$

F_N u N normalna sila,
F_{A1}, F_{A2} u N aksijalne komponente sile F_N,
F_{R1}, F_{R2} u N radijalne komponente sile F_N
δ_1, δ_2 u ° kutovi koje zatvaraju izvodnice stožaca i osi vrtnje.

11.4.1. Elastično i diferencijalno puzanje, brzine klizanja, sile

Pri razmatranju brzina koje se javljaju u pojedinim točkama na liniji dodira (vidi sl. 418) razlikujemo tri slučaja:

1. Točke S_1, S_2 i S_A poklapaju se.
2. Točke S_1, S_2 i S_A ne poklapaju se, ali se ne prenosi ni okretni moment.
3. Točke S_1, S_2 i S_A ne poklapaju se, okretni moment se prenosi.



Slika 419. Elastično puzanje
a) tok elastičnih deformacija površinskih slojeva materijala pogonske i gonjene tarenice; *b*) tok naprezanja površinskih slojeva materijala tarenica; *c*) tok brzina pogonske i gonjene tarenice

Ako se točke S_1, S_2 i S_A poklapaju, onda su obodne brzine svake točke linije dodira međusobno jednake. Pri tome dolazi kod prijenosa okretnog momenta do tzv. *elastičnog puzanja*. Na sl. 419a pokazan je *tok elastičnih deformacija površinskih slojeva materijala* tarenica izazvanih naprezanjem površinskih slojeva. Naprezanja (sl. 419b) ne mijenjaju se u točki 1 početka dodira (sl. 419a) nego tek od točke 2, kada sila trenja preostale površine nalijeganja, dana kutom α_k, postane manja od obodne sile. Na sl. 419c prikazan je tok obodnih brzina pogonskog i gonjenog zupčanika, iz koje se vidi da gonjeni zupčanik zaostaje za pogonskim, dolazi do tzv. *elastičnog puzanja*. Veličina puzanja je ovisna od elastičnih svojstava materijala i veličine obodne sile koju treba prenijeti. Zbog *elastičnog puzanja*, koje iznosi 0,5 do 1% obodne brzine, prijenosni omjer ne odgovara više omjeru gonjene i pogonske tarenice. Budući da je elastično puzanje relativno nisko, može biti i zanemareno. To znači da se može iz geometrijskih veličina odrediti prijenosni omjer. Obodna brzina u dodirnoj točki D (sl. 411), u sredini dodirne linije, proizlazi iz:

$$v_{D1} = v_{D2} = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1 = \frac{d_2}{2} \omega_2 \tag{456}$$

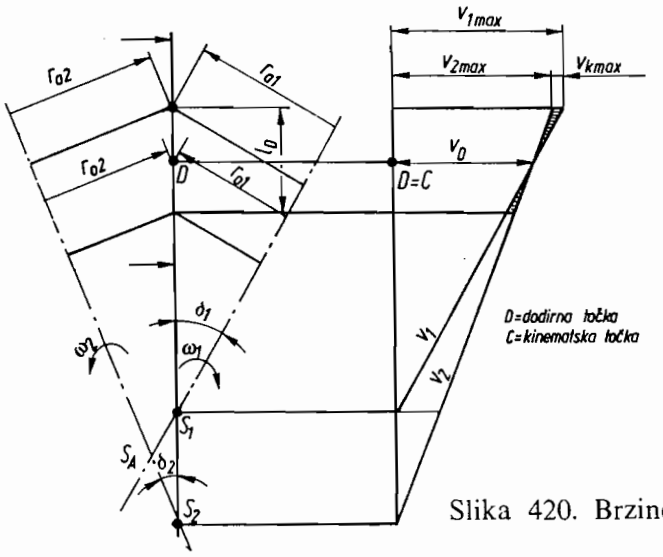
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{457}$$

v_{D1}, v_{D2n} u m/s obodne brzine u sredini dodirne linije,
d_1, d_2 u m promjer tarenica,
ω_1, ω_2 u rad/s kutne brzine tarenica

Ne poklapaju li se točke S_1, S_2 i S_A, obodne brzine jednake su tada samo u jednoj točki linije dodira. Tu točku nazivamo *kinematskom točkom*, a označujemo sa C. U svim ostalim točkama dodirne linije obodne brzine međusobno su različite, pa nastaje tzv. *diferencijalno puzanje*. Posljedica ovog puzanja je trenje i gubici trenjem na mjestima dodira, čak i ako se ne prenosi okretni moment.

Slika 420 prikazuje odnose brzina tarnog prijenosnika sa stožastim tarenicama, ako se ne prenosi okretni moment. U tom slučaju je brzina dodirne točke D jednaka za obje tarenice, pa u toj točki ne dolazi do klizanja. Ako se točka dodira D poklapa se kinematskom točkom C, onda je

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{d_2}{d_1}.$$



Slika 420. Brzine klizanja tarnog prijenosnika sa stožastim tarenicama

Najveće brzine klizanja javljaju se na oba kraja dodirne linije i moraju biti zbog ravnoteže međusobno jednake. Brzine klizanja mogu se izračunati iz geometrijskih odnosa obiju stožastih tarenica.

$$v_{k\max}=v_{1\max}-v_{2\max} \tag{458}$$

$$v_{k\max}=\left(r_{o1}+\frac{l_D}{2}\sin\delta_1\right)\omega_1-\left(r_{o2}+\frac{l_D}{2}\sin\delta_2\right)\omega_2 \tag{459}$$

$$v_{k\max}=\frac{l_D}{2}\cdot\omega_1\left(\sin\delta_1-\frac{\sin\delta_2}{i}\right)=\frac{l_D}{2}\omega_D \tag{460}$$

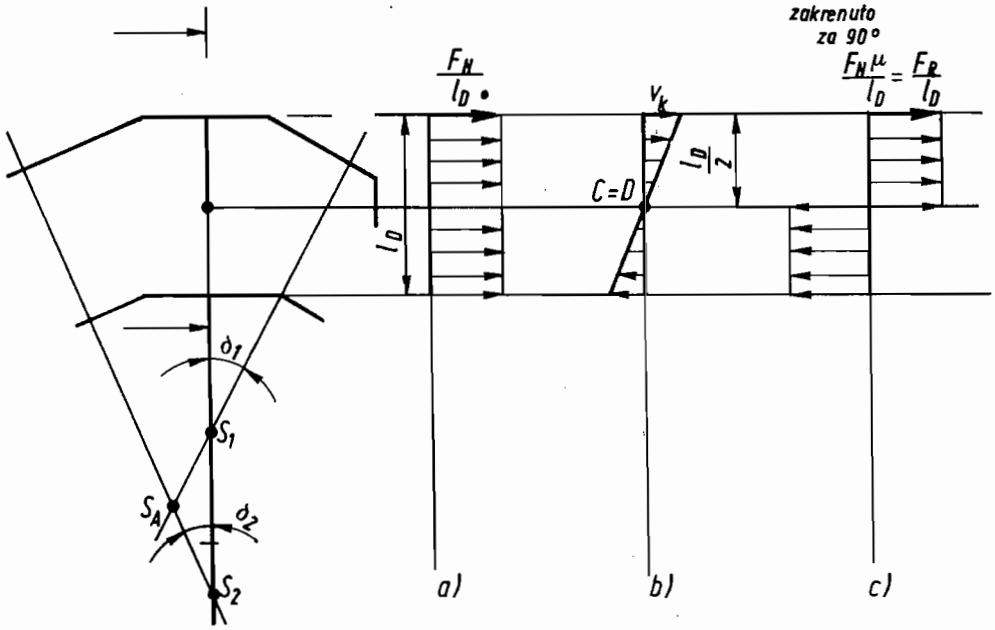
$$\omega_D=\omega_1\left(\sin\delta_1-\frac{\sin\delta_2}{i}\right) \tag{461}$$

$v_{k\max}$ u m/s	maksimalna brzina klizanja,
$v_{1\max}$, $v_{2\max}$ u m/s	maksimalne obodne brzine,
r_{o1}, r_{o2} u m	srednji promjer stožastih tarenica,
l_D u m	duljina linije dodira,
ω_1, ω_2 u rad/s	kutne brzine tarenica,
δ_1, δ_2 u °	kut koji zatvaraju izvodnice dodirnih stožaca i osi vrtnje,
ω_D u rad/s	je kutna brzina oko dodirne točke D i oko kinematske točke C.
i	prijenosni omjer.

Da bi se dobila slika o toku brzina pri prijenosu okretnog momenta u slučaju *diferencijalnog puzanja*, moraju biti uzete u obzir i sile u dodirnoj točki. Zbog lakšeg razumijevanja pretpostavljamo u početku da djelovanjem *kontaktnih pritisaka* ne nastaju elastične deformacije dodirne linije, znači, pretpostavljamo da je dodir u liniji. Na slici 421 prikazani su odnosi brzina i sila na mjestu dodira kad se moment ne prenosi. Pretpostavljamo da će se opterećenje ravnomjerno rasporediti po liniji dodira. Brzine klizanja daju, zajedno s opterećenjem po jedinici širine, sile trenja pojedinici širine:

$$\frac{F_R}{l_D} = \frac{F_N \cdot \mu}{l_D} \tag{462}$$

F_R u N sila trenja

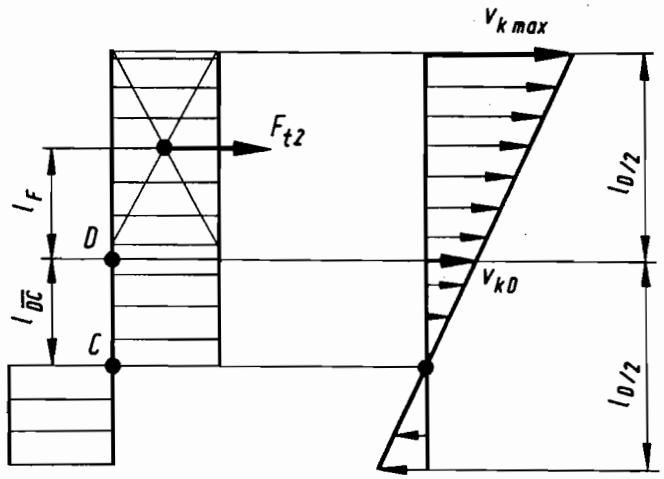


Slika 421. Specifična opterećenja, brzine klizanja, specifične sile trenja
a) specifično opterećenje; *b*) brzine klizanja; *d*) specifične sile trenja

Sila trenja na sl. 421c djeluju iznad i ispod kinematske točke u suprotnim smjerovima, s obzirom da trenje djeluje suprotno smjeru obodne brzine. Na slici 421c vidljivo je da se sile trenja proizašle iz diferencijalnog puzanja, troše ukupno na trenje koje odgovara *trenju kod bušenja*. Iz toga proizlazi da se tarenicama može prenositi okretni moment ako se smanje sile trenja, koje nastaju kao rezultat *diferencijalnog puzanja*, a djeluju suprotno smjeru obodne sile. Da bi se to postiglo ne smije se kinematska točka C poklapati sa dodirnom točkom D. Time se mijenjaju odnosi brzina i sila uzduž linije dodira. Na slici 422 vidi se kako treba da su raspoređene sile trenja i brzine klizanja da bi se ostvarila mogućnost prijenosa okretnog momenta.

Prijenos obodne sile moguć je prema tome ako se kinematska točka C pomiče ka točki S_1 (vrhu stošca pogonske tarenice). U odnosu na središte linije dodira D mora postojati uvjet $v_{D1} \neq v_{D2}$. To znači da će u toj točki

doći do *apsolutnog klizanja* $v_{kD}=v_{D1}-v_{D2}$. *Specifično klizanje*, odnosno *puzanje*, definirano je odnosom:



Slika 422. Sile trenja i brzine klizanja kada postoji mogućnost prijenosa određene obodne sile

specifično klizanje, puzanje

$$\zeta=\frac{v_{D1}-v_{D2}}{v_{D1}}>0 \qquad (463)$$

v_{D1}, v_{D2} u m/s obodne brzine dodirne točke

Obodna brzina pogonske tarenice veća je u točki D nego obodna brzina gonjene tarenice.

Označimo li sa $l_{\overline{DC}}$ duljinu za koju je pomaknuta točka C od središta linije dodira D, a sa l_F duljinu za koju je pomaknuta točka djelovanja sile od središta linije dodira, dobivamo prema slici 422:

$$F_t=\left[\left(\frac{l_D}{2}+l_{\overline{DC}}\right)-\left(\frac{l_D}{2}-l_{\overline{DC}}\right)\right]\frac{F_N\cdot\mu}{l_D} \qquad (464)$$

$$2\,\frac{l_{\overline{DC}}}{l_D}=\frac{F_t}{\mu\cdot F_N}=v \qquad (465)$$

$$l_F=\frac{1}{2}-\frac{2l_{\overline{DC}}}{l_D}=\frac{1}{2}-v \qquad (466)$$

F_N u N	normalna sila,
F_t u N	obodna sila,
l_D u m	duljina linije dodira,
$l_{\overline{DC}}$ u m	duljina za koju je pomaknuta točka C od središta linije dodira D,
l_F u m	duljina za koju je pomaknuta točka djelovanja sile od središta linije dodira,
v	stupanj iskorištenja,
μ	koeficijent trenja.

Za prikazani pojednostavnjeni primjer može se prema tome odrediti položaj kinematske točke, hvatišta sile, stvarni prijenosni omjer, puzanje u točki dodira, te gubici.

U kinematskoj točki nema klizanja, što znači da su obodne brzine jednake. *Stvarni prijenosni omjer* može se izračunati pomoću odgovarajućih promjera:

$$\textit{stvarni prijenosni omjer}\quad i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{r_{O2}-l_{\overline{DC}}\sin\delta_2}{r_{O1}-l_{\overline{DC}}\sin\delta_1} \qquad (467)$$

uvrstimo li $r_{O2}/r_{O1}=u$ dobivamo:

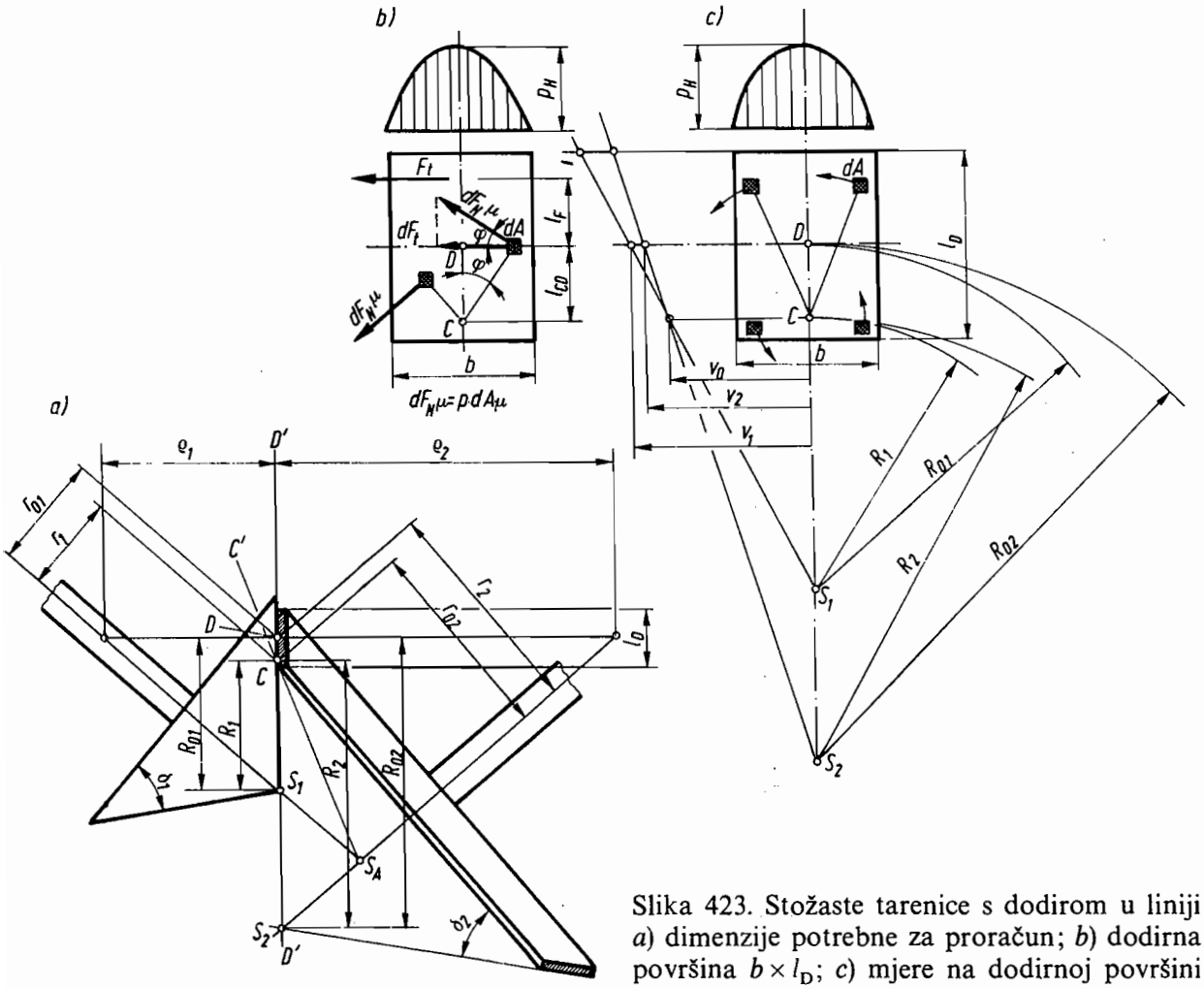
prijenosni omjer

$$i=\frac{u-\frac{l_{\overline{DC}}}{r_{O1}}\sin\delta_2}{1-\frac{l_{\overline{DC}}}{r_{O1}}\sin\delta_1} \tag{468}$$

specifično klizanje, puzanje

$$\zeta=\frac{1-\frac{l_{\overline{DC}}}{r_{O1}}\sin\delta_1}{1-\frac{l_{\overline{DC}}}{r_{O2}}\sin\delta_2} \tag{469}$$

u prijenosni omjer izražen odnosom r_{O2}/r_{O1},
r_{O1}, r_{O2} u m srednji promjer stožastih tarenica,
$l_{\overline{DC}}$ u m duljina za koju je pomaknuta kinematska točka C od središta dodira,
δ_1, δ_2 u ° kutovi izvodnica dodirnih stožaca i osi vrtnje.



Slika 423. Stožaste tarenice s dodirom u liniji *a*) dimenzije potrebne za proračun; *b*) dodirna površina $b\times l_D$; *c*) mjere na dodirnoj površini

Ovo što je do sada pokazano odnosilo se na pojednostavnjeni model. Stvarno su odnosi znatno kompliciraniji, jer pri dodiru dviju zakrivljenih ploha pod opterećenjem mijenja se dodir u točki ili liniji zbog deformacije u dodir površina. Što je opterećenje više, a modul elastičnosti niži, to će biti šira

deformaciona površina dodira, a time će manje odgovarati pokazanim pojednostavnjenim odnosima. Stvarne vrijednosti brzina i pritisaka u pojedinim točkama površina dodira međusobno su različite i po smjeru i po veličini, pa nastalo trenje izaziva i odgovarajuće sile i momente. Zbog toga su različiti izvodi za utvrđivanje kinematske točke i udaljenosti pravca djelovanja rezultantne obodne sile od točke dodira D. Pri dodiru dviju stožastih tarenica deformirana površina je približno pravokutna oblika, a raspodjela *kontaktnog naprezanja* po širini deformirane površine nije ravnomjerna (sl. 423).

Sile trenja ne leže više samo u smjeru obodne sile. Rezultantna obodna sila može se dobiti samo integriranjem parcijalnih elementarnih obodnih sila dF_t koje se javljaju na elementarnim površinama dA, odnosno može se dobiti stupanj iskorištenja v:

$$\text{stupanj iskorištenja} \qquad v = \frac{\int_0^A dF_t}{\int_0^A dF_N \cdot \mu} \tag{470}$$

$$dF_t = p \cdot dA \cdot \mu \cdot \cos\varphi$$

dF_t u N	elementarna obodna komponenta sile,
$dF_N \cdot \mu$ u N	elementarna komponenta sile trenja,
p u N/mm^2	kontaktno naprezanje,
dA u mm^2	elementarna površina dodira,
μ	koeficijent trenja,
φ u °	vidi sl. 423.

Rješenje gornjih jednadžbi nije moguće. Zato se, polazeći od predviđenog pomaka kinematske točke, utvrđuje bilo grafički bilo grafičko-numerički obodna sila i ostale potrebne vrijednosti. Sve to unosi se u dijagram, iz kojeg se u zavisnosti od elastičnom deformacijom dobivene površine dodira (l_D/b kod pravokutnika i a/b kod elipse) i stupnja iskorištenja $v = \frac{F_t}{\mu \cdot F_N}$ mogu očitati $\overline{l_C}/l_D$ i l_F/l_D.

Na slici 423 vidi se da svako odstupanje izvodnice dodirnog stošca ($D'D'$) od izvodnice kinematskog stošca (S_AC') daje na dodirnoj površini $b \cdot l_D$ dodatno klizno gibanje i to:

a) *okretno klizno gibanje* (*diferencijalno puzanje*) oko kinematske točke C (ako se vrhovi stožca S_1, S_2 ne poklapaju sa sjecištem osi vrtnje S_A,

b) *tangencijalno klizno gibanje* (*elastično puzanje*) zbog elastičnih deformacija površinskih slojeva koje izaziva obodna sila F_t.

11.5. Proračun tarnih prijenosnika

11.5.1. Proračun kontaktnih naprezanja

Na dodirnim površinama dolazi djelovanjem opterećenja do *kontaktnog naprezanja.* Prekoračenjem *kontaktne čvrstoće* nastaje pojava *rupičavosti* (pitting). *Diferencijalnim i elastičnim puzanjem* dolazi do *trošenja,* pa je *vijek trajanja* time ograničen. Osim toga, trenjem *se razvija toplina* na mjestima dodira, koja može dovesti do *nedopuštenog zagrijavanja* na mjestima dodira. Zato se tarne prijenosnike treba proračunati na *kontaktna naprezania.* na *trošenje* i na *zagrijavanje.*

Kontaktna naprezanja računaju se po *Hertzovoj jednadžbi*:

$$\textit{Kontaktna naprezanja} \quad p_H = 0{,}42\sqrt{\frac{F_N \cdot E}{\varrho \cdot l_D}} \leqq p_{Ddop} \tag{471}$$

p_H N/mm² maksimalna kontaktna naprezanja površine dodira,
p_{Ddop} N/mm² dopuštene vrijednosti dinamičke izdržljivosti kontaktnih naprezanja za razne kombinacije materijala tarenica (vidi tab. 146),
F_N u N sila kojom su tarenice međusobno pritiskivane,
E u N/mm relativni modul elastičnosti,
l_D u mm duljina deformirane dodirne površine,
ϱ u mm relativni polumjer zakrivljenja tarenica u presjeku okomitom na liniju dodira D′D′ (sl. 423).

$$\textit{relativni modul elastičnosti} \quad E = 2\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \tag{472}$$

gdje su E_1 i E_2 moduli elastičnosti pojedinih tarenica,

$$\textit{relativni polumjer zakrivljenja} \quad \varrho = \frac{1}{1/\varrho_1 + 1/\varrho_2}, \quad \frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \tag{473}$$

polumjeri zakrivljenja dopunskih stožaca (vidi sl. 423)

$$\varrho_1 = \frac{r_{O1}}{\sin \delta_1}, \qquad \varrho_2 = \frac{r_{O2}}{\sin \delta_2}$$

Tablica 146. Vrijednosti modula elastičnosti E, specifičnog rada trošenja W_r, dopuštenog kontaktnog naprezanja, koeficijenta trenja

Sparivanje materijala	E N/mm²	p_{Hdop} N/mm²	μ	W_T Nmm/mm³	podmazivanje
guma/čelik ili guma/sivi lijev	40	1,2	0,8	$17 \cdot 10^7$	bez
prešane plastične mase u odnosu na čelik ili sivi lijev	8000	53	0,4	$1 \cdot 10^7$	bez
kaljeni čelik u odnosu na kaljeni čelik	210000	1000	$\frac{0{,}2}{\sqrt[3]{\varrho}}$	$625 \cdot 10^7$	ulje

širina elastično deformirane površine

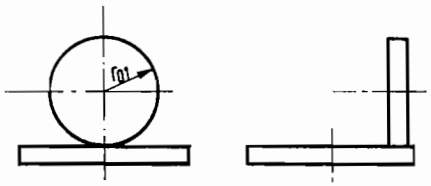
$$b = 3{,}04 \sqrt{\frac{F_N \cdot \varrho}{E \cdot l_D}} \tag{474}$$

Ako obje tarenice imaju oblik valjka (sl. 411):

$$\delta_1 = 0, \quad \delta_2 = 0$$

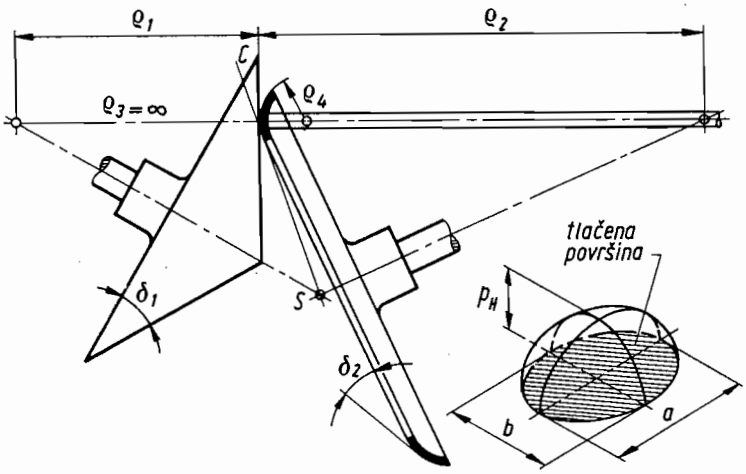
Ako jedna tarenica ima oblik valjka, a druga oblik kružne ploče (sl. 424):

$$\delta_2 = 180, \ \delta_1 = 0, \ \frac{1}{\varrho} = \frac{1}{r_{01}} + \frac{1}{\infty} = \frac{1}{r_{01}} \tag{475}$$



Slika 424. Tarni prijenosnik s jednom tarenicom u obliku valjka, a drugom u obliku tarne ploče

Pri dodiru u točki proračun kontaktnog naprezanja je kompliciraniji. Treba, naime, uzimati u obzir zakrivljenje u dvije ravnine. Maksimalno naprezanje javlja se u sredini elipsaste površine dodira sa poluosima a i b (sl. 425), a pada od maksimuma na sredini na sve strane do nule, na rubovima elipsaste površine.



Slika 425. Skica za proračun tarenica s dodirom u točki, ϱ_1 i ϱ_2 su polumjeri zakrivljenja u glavnoj ravnini I (ravnina okomita na ravninu papira), ϱ_3 i ϱ_4 su polumjeri zakrivljenja u glavnoj ravnini II (ravnina papira)

Za proračun ovakvih slučajeva treba se koristiti podacima iz literature.

11.5.2. Proračun trošenja

Za proračun trošenja polazi se od gubitka snage koja se troši trenjem na dodirnoj površini. I ovdje se zbog lakšeg razumijevanja polazi od pojednostavnjenog modela. Na slici 426 prikazane su brzine klizanja i opterećenje.

Prema sl. 426 iznosi:

snaga trenja

$$P_R=\frac{F_N\cdot\mu}{l_D}\left[\left(\frac{l_D}{2}+l_{\overline{DC}}\right)\frac{1}{2}\left(\frac{l_D}{2}-l_{\overline{DC}}\right)+\left(\frac{l_D}{2}-l_{\overline{DC}}\right)\frac{1}{2}\left(\frac{l_D}{2}+l_{\overline{DC}}\right)\right]\omega_D \quad (476)$$

$$P_R=F_N\cdot\mu\cdot l_D\cdot\omega_D\left[\frac{1}{4}+\left(\frac{l_{\overline{DC}}}{l_D}\right)^2\right] \quad (477)$$

$$P_R=F_N\cdot\mu\cdot l_D\cdot\omega_D\cdot q \quad (478)$$

faktor

$$q=\frac{1}{4}+\left(\frac{l_{\overline{DC}}}{l_D}\right)^2=\frac{1}{4}+\frac{v^2}{4}=\frac{1}{4}(1+v^2) \quad (479)$$

kutna brzina dodirne točke

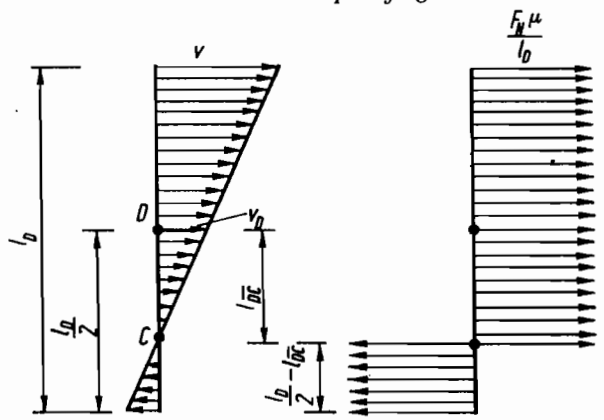
$$\omega_D=\omega_1(\sin\delta_1\pm\sin\delta_2/u) \quad (480)$$

Predznak minus (−) vrijedi ako su vrhovi stošca na jednoj strani točke D, a predznak plus (+) ako su vrhovi stošca s obje strane točke D.

Odnos snage koja se gubi P_R i dovedene snage P_1 jeste stupanj gubitaka:

stupanj gubitaka

$$G=\frac{P_R}{P_1} \quad (481)$$



Slika 426. Raspored brzina klizanja i opterećenja za dodir u liniji

pogonska snaga

$$P_1=F_t\cdot v_1=F_t\cdot r_{O1}\cdot\omega_1=v\cdot F_N\mu\cdot r_{O1}\cdot\omega_1 \quad (482)$$

stupanj gubitaka

$$G=\frac{F_N\mu\cdot l_D q\omega_1(\sin\delta_1\pm\sin\delta_2/u)}{v\,F_N\cdot\mu\cdot r_{O1}\cdot\omega_1}$$

$$G=\frac{l_D}{r_{O1}}\frac{q}{v}\left(\sin\delta_1\pm\frac{\sin\delta_2}{u}\right) \quad (483)$$

stupanj gubitaka

$$G=\frac{l_D}{r_{O1}}q_R\left(\sin\delta_1\pm\frac{\sin\delta_2}{u}\right) \quad (484)$$

faktor gubitaka

$$q_R=\frac{q}{v}=\frac{\frac{1}{4}(1+v^2)}{v}=\frac{1}{4}\left(\frac{1}{v}+v\right) \quad (485)$$

G	stupanj gubitaka
P_R u W	snaga trenja
P_1 u W	dovedena snaga
F_t u N	obodna sila (vidi sl. 411.)
v_1 u m/s	obodna brzina tarenice
r_{O1} u m	polumjer pogonske tarenice (vidi sl. 423.)
ω_1 u rad/s	kutna brzina pogonske tarenice

ν	stupanj iskorištenja, $=\dfrac{F_t}{\mu F_N}$
F_N u N	normalna sila (vidi sl. 418)
μ	koeficijent trenja
δ_1, δ_2 u °	kutovi koje zatvaraju izvodnice stožaca i osi vrtnje
u	prijenosni omjer r_{O2}/r_{O1}
q	faktor, $=(1-\nu^2)/4$
l_D u m	duljina linije dodira (vidi sl. 420, 421, 422, 423)
q_R	faktor gubitaka (vidi jednadžbu 485)

Faktor gubitaka q_R može se približnom točnošću izračunati iz stupnja iskorištenja ν i odnosa $\dfrac{b}{l_D}$ kod pravokutne površine dodira, ili odnosa $\dfrac{b}{a}$ kod eliptične površine dodira.

Za *dodir u liniji* kod jako uskih površina dodira za odnos $\dfrac{b}{l_D}<0{,}2$, glasi:

$$q_{RL}=\frac{1}{4}\left(\frac{1}{\nu}+\nu\right) \tag{486}$$

Za *pravokutne površine dodira* (u granicama $\nu=0{,}85$ do 0,4, a $\dfrac{b}{l_D}=0{,}4$ do 2,5), sl. 427a:

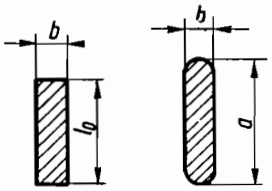
$$q_{RD}=\sqrt{\frac{1}{\nu}}\left(0{,}26\,\frac{b}{l_D}+0{,}38\right) \tag{487}$$

Za *eliptičke površine dodira* (u granicama $\nu=0{,}85$ do 0,4, a $\dfrac{b}{a}=0{,}4$ do 2,5), sl. 427b:

$$q_{RE}=\sqrt{\frac{1}{\nu}}\left(0{,}28\,\frac{b}{a}+0{,}25\right) \tag{488}$$

Da bi se utvrdilo trošenje, polazi se od postavke da je za trošenje jedinice volumena potrebno obaviti određeni rad. Taj rad zavisi od materijala i podmazivanja. Možemo pisati:

$$\Delta V\cdot W_T=P_R\cdot t=\Delta\delta\cdot A\cdot W_T \tag{489}$$



a) b)

Slika 427. Površine dodira dobivene elastičnim deformacijama materijala tarenica
a) pravokutna površina dodira;
b) eliptična površina dodira

ΔV u mm³	volumen trošenja,
W_T u Nmm/mm³	specifični rad trošenja,
P_R u Nmm/s	snaga trenja
t u s	vrijeme trajanja pogona,
$\Delta\delta$ u mm	debljina istrošenog sloja,
A u mm²	površina trošenja.

Iz gornje jednadžbe moguće je izračunati *vrijeme potrebno za trošenje* (*habanje*) određene debljine $\Delta\delta$ tarenice:

$$t=\frac{\Delta\delta\cdot A\cdot W_T}{P_R}=\frac{\Delta\delta\cdot A\cdot W_T}{G\cdot P_1} \tag{490}$$

$$t=\frac{\Delta\delta \cdot A \cdot W_T}{P_1 \frac{l_D}{r_{O1}} q_R \left(\sin\delta_1 \pm \frac{\sin\delta_2}{u}\right)} \tag{491}$$

Ako se želi izraziti *vijek trajanja* L_h u satima, jednadžba glasi:

$$\textit{vijek trajanja}\quad L_h=\frac{\Delta\delta_{dop} \cdot A \cdot W_T}{3{,}6 \cdot 10^9 \cdot P_1 \frac{l_D}{r_{O1}} q_R \left(\sin\delta_1 \pm \frac{\sin\delta_2}{u}\right)} \text{ (sati)} \tag{492}$$

L_h u h	vijek trajanja u satima,
$\Delta\delta_{dop}$ u mm	dopuštena debljina trošenja tarenica,
A u mm^2	površina dodira tarenice,
W_T u $\frac{\text{Nmm}}{\text{mm}^3}$	specifični rad trošenja (vidi tablicu 146),
P_1 u kW	snaga koja se dovodi,
l_D u mm	duljina linije dodira,
r_{O1} u mm	srednji promjer pogonske tarenice,
δ_{O1}, δ_{O2} u °	kutovi izvodnica dodirnih stožaca i osi vrtnje (vidi sl. 411, 423, 424, 425),
u	prijenosni omjer,

Predznak plus (+) odnosi se na slučaj kada su vrhovi stošca samo na jednoj strani sredine dodirne površine D, a minus (−) ako su vrhovi stožca s obje strane točke D.

Vijek trajanja može se birati zavisno od primjene, učestalosti i održavanja prijenosnika između $L_h=100$ do 10000 sati.

Mjera *dopuštenog trošenja tarenica* $\Delta\delta_{dop}$ ravna se pri upotrebi obloga od gume ili od plastike prema debljini same obloge i može da iznosi **0,66 do 0,75 debljine obloge.** Kod tarnih prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera i tarenicama bez obloge $\Delta\delta_{dop} \leqq$ **0,5 mm.** Površina trošenja je $A=d_O \cdot \pi \cdot l_D$ s time, da se u proračunu uzima ona površina koja pruža manji otpor trošenju. To znači da se uz isti materijal obiju tarenica uzima manja. Kod tarnih prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera proračunava se najopterećenije mjesto, što znači da se za d_{O1} uzima najmanji promjer koji se javlja pri premještanju položaja tarenice.

11.5.3. Proračun zagrijavanja

Proračun zagrijavanja dobiva se iz toplinske bilance. Naime, ako se sredstvo za podmazivanje ne hladi mora se cijela razvijena količina topline trenja odvesti preko površine kućišta. To znači:

$$P_{R1}=P_{TA} \tag{493}$$

snaga koja se troši trenjem

$$P_{R1}=GP_1=P_1 \frac{l_D}{r_{O1}} q_R \left(\sin\delta_1 \pm \frac{\sin\delta_2}{u}\right)=\alpha_{TA} \cdot A_K (t_1-t_2) \tag{494}$$

$$t_1 = \frac{P_1 \frac{l_D}{r_{O1}} q_R \left(\sin \delta_1 \pm \frac{\sin \delta_2}{u} \right)}{\alpha_{TA} \cdot A_K} + t_2 \tag{495}$$

temperatura površine kućišta

$$t_1 = \frac{P_{R1}}{\alpha_{TA} \cdot A_K} + t_2 \tag{496}$$

P_{R1} u W	snaga koja se troši trenjem na jednom tarnom mjestu,
P_{TA} u W	snaga (toplina) koja se odvodi površinom kućišta,
P_1 u W	snaga koja se dovodi,
G	stupanj gubitka na mjestu trenja,
q_R	faktor gubitka izračunava se, zavisno od oblika površine dodira, prema jednadžbama (486), (487) i (488),
α_{TA} u $\frac{W}{K \cdot m^2}$	koeficijent prijelaza topline [vidi u 5.2.5 jednadžbu (184)],
t_1 u K	temperatura na površini kućišta,
t_2 u K	temperatura okolnog medija.
A_k u m^2	površina kućišta (izračunava se iz crteža).

Ako u prijenosniku ima više tarnih mjesta, dobiva se ukupna snaga koja se troši trenjem iz sume:

ukupna snaga koja se troši trenjem

$$P_R = P_{R1} + P_{R2} + \ldots + P_{Rn} \tag{497}$$

11.5.4. Iskoristivost

Ukupna iskoristivost dobiva se kao produkt parcijalnih iskoristivosti mjesta prijenosa snage i iskoristivosti ostalih mjesta trenja:

ukupna iskoristivost $\eta_{uk} = \eta_T \cdot \eta_L$ (498)

Iskoristivost tarnih mjesta η_T preko kojih se prenosi snaga proizlazi iz stupnja gubitaka:

iskoristivost tarnih mjesta

$$\eta_T = 1 - G = 1 - \frac{l_D}{r_{O1}} \left(\sin \delta_1 \pm \frac{\sin \delta_2}{u} \right) q_R \tag{499}$$

G stupanj gubitaka, $= P_R/P_1$, vidi (481), (484) i (485).

Iskoristivost pojedinog ležajnog mjesta (za valjne ležaje):

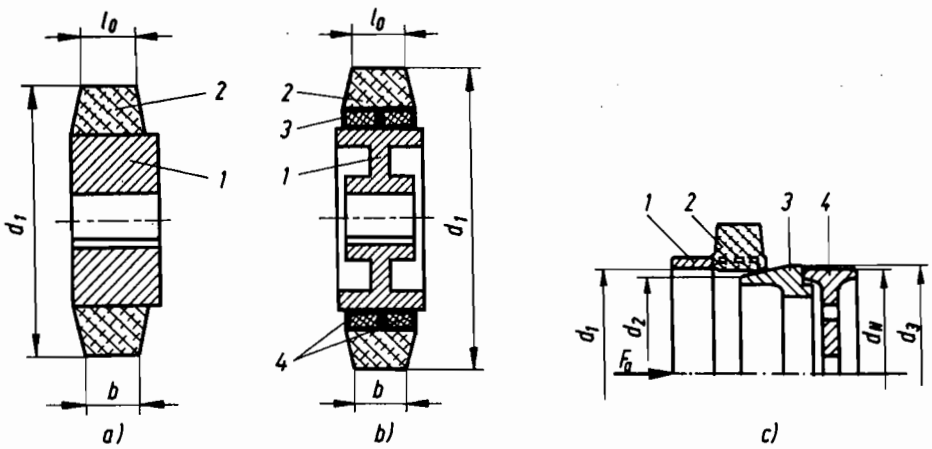
$\eta_L = 0{,}99$ do $0{,}995$

11.6. Materijali za izradu tarenica

Tarenice od metala (čelik/čelik) trebaju zbog niskih koeficijenata trenja ($\mu \approx 0{,}04$ do 0,08, podmazivano uljem) biti međusobno tlačene visokim silama, što dovodi do visokih opterećenja ležaja. Najčešća upotreba sparivanja čelik/čelik je kod tarnih prijenosnika, s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera. Omogućuju prijenose velikih snaga, uz male gubitke i duži vijek trajanja, jer visoka kontaktna opteretivost i otpornost protiv trošenja podnosi visoke sile međusobnog tlačenja tarenica. Kao materijal dolazi u obzir *kaljeni čelik* sa $H_{RC}=60$, najfinije obrađen. Tarenice su podmazivane uljem. Ako je diferencijalno puzanje nisko, tarenice mogu da rade i nasuho.

Tarenice od *sivog lijeva* rade također nasuho. Sivi lijev je u prednosti ako su tarenice komplicirana oblika ili velikih dimenzija. Dopuštena kontaktna naprezanja tarenica od sivog lijeva niža su od onih koji vrijede za čelik. Kombinacije SL/SL vrlo su rijetke. Najčešće se sivi lijev kombinira s *gumom* ili *prešanom plastičnom masom.*

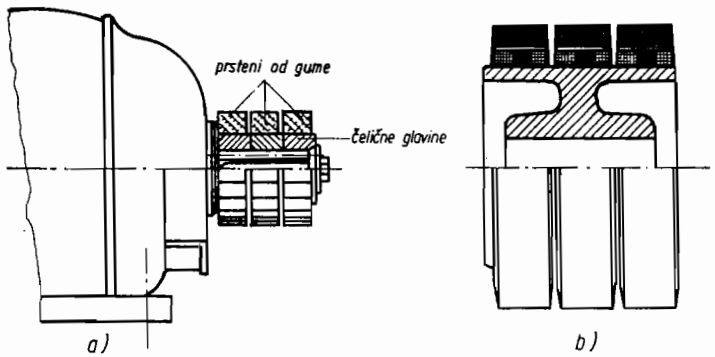
Tarenice od gume sparivane s tarenicama od čelika ili sivog lijeva imaju vrlo visok koeficijent trenja ($\mu \approx 0{,}8$, kod rada nasuho), pa sila međusobnog tlačenja tarenica može biti niska. Tarni prijenosnici s jednom tarenicom od gume, a drugom od čelika ili sivog lijeva rade veoma tiho, ali su mogućnosti prijenosa snage



Slika 428. Tarenice od gume
a) navulkarizirani gumeni prsten (*1* je tijelo kotača, *2* prsten od gume); *b*) tarenica od gume s uloškima od čelične žice (*1* tijelo kotača, *2* prsten od gume, *3* podloga, *4* žičana jezgra); *c*) uređaj za naprešavanje (*1* prsten za uprešavanje, *2* prsten od gume (tarni), *3* prsten za širenje, *4* tijelo kotača)

dosta ograničene. Najčešće se upotrebljavaju za tarne prijenosnike s konstantnim prijenosnim omjerom. Diferencijalno puzanje treba da je nisko. Zbog *velike deformacije tarenica od gume* nastaje *jako zagrijavanje.* Sila međusobnog tlačenja tarenica zavisna je od veličine deformacionog rada pretvorenog u toplinu i dopuštenih temperatura (oko 60 do 70 °C). Uobičajenu izvedbu tarenica od gume prikazuje sl. 428 (DIN 8220). Na slici 428a gumeni prsten je navulkaniziran na glavinu,

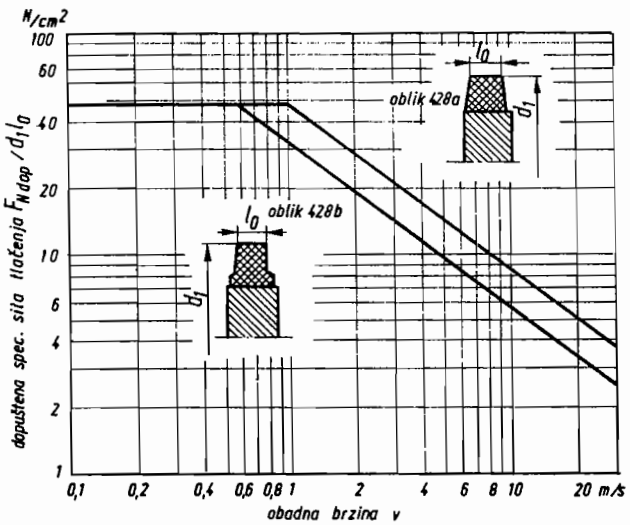
(za manje i srednje pogone), a na sl. 428b gumeni prsten s uloškima od čelične žice navučen je prednaprezanjem na glavinu (za velike pogone). Na slici 428c prikazan je uređaj za naprešavanje. Odnos širine prema debljini obloge, potreban da bi se dobila najpovoljnija mogućnost odvođenja topline, nađen je pokusima.



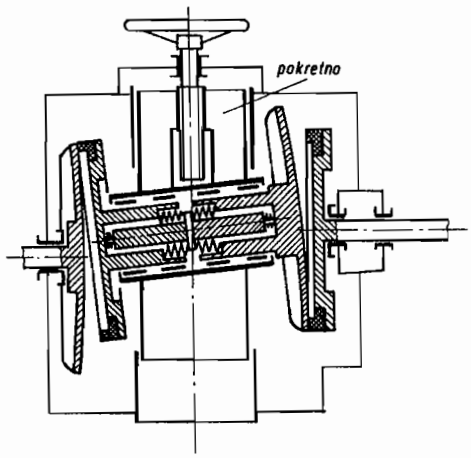
Slika 429. Tarenica od gume
a) više tarenica poredanih jedna pored druge; *b*) više gumenih prstena navučenih na glavinu veće širine

Ako je za prijenos okretnog momenta potrebna veća širina, onda se kod oblika 428a montira više tarenica, jedna pored druge, sl. 429a, a kod oblika 428b više prstenova navlači se na širu glavinu, 429b.

Dopuštenu silu međusobnog tlačenja tarenica svedenu na projekciju površine ($F_{Ndop}/d_1 \cdot l_0$) u zavisnosti od obodne brzine, prikazuje sl. 430, dobivena pokusima.



Slika 430. Odnos $\frac{F_{Ndop}}{d_1 \cdot l_1}$ u zavisnosti od obodne brzine



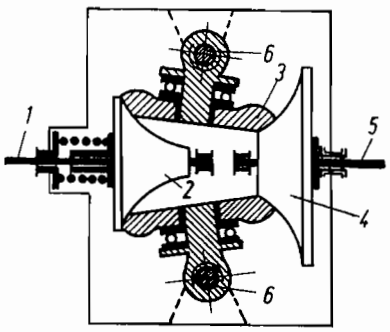
Slika 431. Tarni prijenosnik s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera sastavljen naizmjenično od stožaste i lončaste ploče s tarnom oblogom. Međudio je pokretan

Guma koja se upotrebljava za tarenice tvrdoće je 80 do 90 Shorea, velike je otpornosti na trošenje, a postojana je prema temperaturi i starenju.

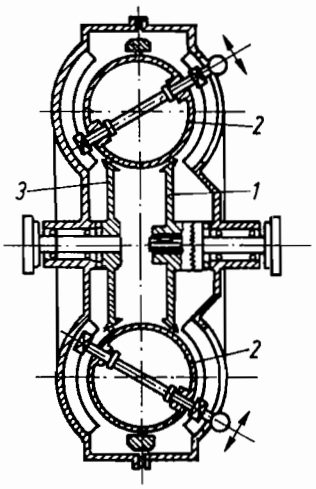
Materijali tarenica mogu biti i *plastični materijali* (slojeviti prešani materijali tipa 2081 do 2083, DIN 7735), *laminati prešanog drveta* (*lignofol*), koji se sparuju s tarenicama od čelika ili sivog lijeva. Koeficijent trenja μ iznosi kod mekših vrsta $\mu \approx 0{,}45$, kod tvrdih $\mu \approx 0{,}4$. Upotrebljavaju se kao tarenice za tarne prijenosnike s konstantnim prijenosnim omjerom, te kod nekih izvedaba prijenosnika s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera.

Na slici 431, 432, 433 prikazane su neke konstrukcije tarnih prijenosnika (varijatora).

Slika 431 pokazuje prijenosnik sa dvije stožaste ploče i dvije koso postavljene pokretljive lončaste ploče Prym SK prijenosnika, za snage od 3 do 7,5 kW. Opseg moguće promjene prijenosnog omjera kreće se od 1 do 10.



Slika 432. Globoidni prijenosnik s mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera s okretljivim tanjurastim pločama
1 pogonsko vratilo; *2* globoidna pogonska tarenica; *3* okretljive tanjuraste ploče uležištene u kućištu; *4* gonjena tarenica; *5* gonjeno vratilo; *6* osovine okretljivih tanjurastih ploča



Slika 433. Tarni prijenosnik s kuglama (Kopp-varijator)
1 pogonska stožasta tarna ploča; *2* kugle s promjenljivim osima; *3* gonjena stožasta tarna ploča

Na slici 432 prikazan je tzv. globoidni prijenosnik. Pogonska i gonjena tarenica imaju oblik globoida. Kao element za prijenos služe okretljive ploče. Takvi prijenosnici imaju dobru iskoristivost, a upotrebljavaju se za prijenos snage od 0,1 do 7,5 kW, s opsegom promjene prijenosnog omjera 1:5 do 1:10.

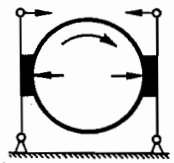
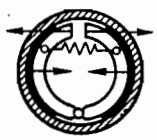
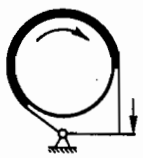
Na sl. 433 prikazan je tarni prijenosnik, kod kojeg su između pogonske i gonjene stožaste tarne ploče raspoređene po obodu kugle, koje se okreću na pogonskim osima. Upotrebljavaju se za snage od 0,18 do 12 kW, s opsegom moguće promjene prijenosnog omjera 1 do 9 ($i_{min} = 1/3$, $i_{max} = 3$).

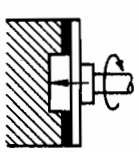
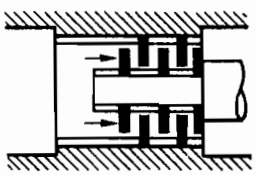
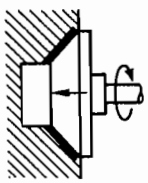
12. KOČNICE

12.1. Općenito

Kočnice služe za smanjenje brzine gibanja pokretnih masa, za njihovo zaustavljanje, reguliranje ili za opterećenje pogonskog stroja na pokusnom stolu. Kočenje se može ostvariti mehaničkim trenjem čvrstih tijela, posebnim uvjetima strujanja tekućina i plinova, te silama magnetskog polja. Za vrijeme gibanja pretvara se u kočnici rad u toplinu. Svaka uključno-isključna spojka može biti upotrijebljena i kao kočnica. U tom slučaju mora jedino postojati mogućnost da se moment preuzima od strane spojke, koja stoji. U gradnji transportnih sredstava s električnim pogonom koristimo se često električnim kočenjem. U tom slučaju dobiva motor pogon kao generator. Energija dobivena kočenjem pretvara se u otporniku u toplinu ili se kao električna energija vraća u mrežu. Tim načinom postiže se sigurno kočenje s mogućnošću regulacije.

Tablica 147. Izvedbe tarnih kočnica

	Čeljusna kočnica		Pojasna kočnica	
	s vanjskim čeljustima	s unutarnjim čeljustima	vanjska	unutarnja
Princip djelovanja Položaj kočionih površina u odnosu na tarne površine				
Oblici tranih površina preko kojih se koči	čeljusti / cilindar		pojas / cilindar	
Smjer pomicanja kočionih površina	radijalan			

	Pločasta kočnica	Lamelna kočnica	Stožasta kočnica
Princip djelovanja Položaj kočionih površina u odnosu na tarne površine			
Oblici tarnih površina preko kojih se koči	ploča / ploča	ploče / ploče	stožac / stožac
Smjer pomicanja kočionih površina	aksijalan		

Kočnice dijelimo prema primjeni:

a) *Kočnice za sprečavanje gibanja.* Zadatak tih kočnica je da u slučaju potrebe onemoguće gibanja u oba smjera. Upotrebljavaju se tamo gdje je potrebno držati neki teret. Često se uključuju u stanju mirovanja.

b) *Kočnice za zaustavljanje gibanja* koče gibanje dotle dok ne nastane mirovanje. Moment kočenja djeluje sve dok se gibanje ne zaustavi.

c) *Regulacione kočnice* omogućuju regulaciju brzine vrtnje odnosno brzine, pri kružnom i translatornom gibanju.

d) *Kočnice koje omogućuju opterećenje pogonskog stroja.* Kod tih kočnica moguće je duže vremena energiju gibanja pretvarati u drugu vrst energije i na taj način stvarati stalno ili dodatno opterećenje pogonskog sustava. Najčešće se upotrebljavaju na pokusnim stolovima za mjerenje snage.

Katkada se jednom kočnicom ostvaruje više nabrojanih funkcija. Zato je i podjela prema svrsi primjene otežana.

Izbor kočnice vrši se uglavnom prema slijedećim kriterijima: upotreba, karakteristike pogona, veličina momenta kočenja, broj kočenja u jedinici vremena, dopuštena srednja vrijednost snage kočenja, rad potreban za pokretanje uređaja za kočenje, prostor, vijek trajanja, cijena.

12.2. Konstruktivne izvedbe kočnica

12.2.1. Tarne kočnice

Kod *tarnih kočnica* dolazi nakon uključivanja kočionog dijela s oblogom do trenja između pokretnih dijelova kočnice i obloge koja miruje. Kočenjem smanjena kinetička energija pretvara se u toplinu. Ova tako razvijena toplina mora biti odvedena, što je zadatak dimenzioniranja kočnice. Tarne kočnice nalaze široku primjenu u raznim industrijskim granama. Omogućuju jednostavne, jeftine, pouzdane i za razne pogone prilagodljive izvedbe. Troškovi održavanja kočnica su niski, vijek trajanja relativno dug, a sile potrebne za uključivanje niske. Ove vrste kočnica služe često i kao sigurnosni organi. Uključivanje kočnice može biti ručno, pneumatski, hidraulički, elektromagnetski, i to bilo direktno, bilo preko polužja. U nedostatke tarnih kočnica ubrajamo: trošenje tarnih površina, promjenljivost kočionog momenta. Do ove promjenljivosti dolazi zbog promjena koeficijenta trenja izazvanog promjenama temperature, brzine i tlaka na oblogama. Mnoge kočnice možemo zamisliti kao spojke kod kojih jedna polovina miruje, pa je i proračun kočnica sličan proračunu spojki.

Prema načinu izvedbe kočnog tijela razlikujemo *čeljusne*, *pojasne*, *pločaste*, odnosno *lamelne*, i *stožaste* kočnice.

U tablici 147 prikazane su skice izvedaba tarnih kočnica.

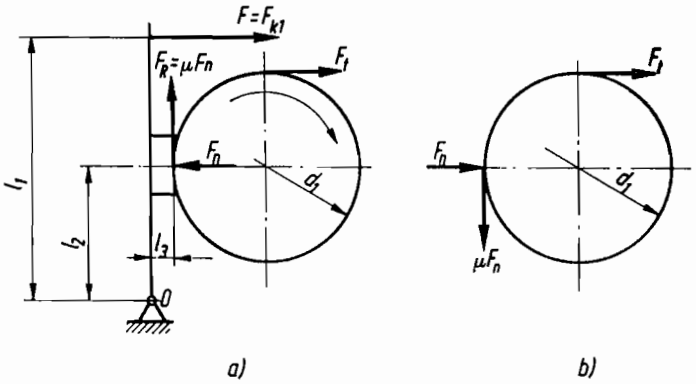
12.2.10. Čeljusne kočnice s vanjskim čeljustima (Čeljusna kočnica)

Nalaze primjenu uglavnom u gradnji dizalica, u teškoj strojogradnji i kod transportnih uređaja. Dobro se hlade. Uključuju se pomoću opruga, pneumatski, hidraulički, utezima, nožnim ili ručnim djelovanjem na polužje, preko kojeg se čeljusti tlače na rotirajući dio kočnice. Povoljnije je ako se koči na onom dijelu pogonskog sustava koji rotira većom brzinom vrtnje budući da je na tom dijelu moment manji.

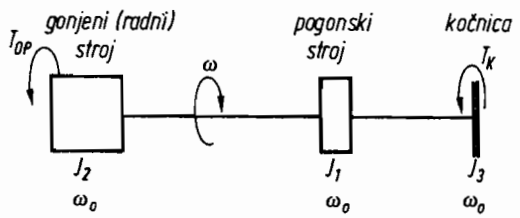
Razlikujemo *jednostavne* i *dvostruke čeljusne kočnice.*

12.2.11. Jednostavne čeljusne kočnice

Za male snage kočenja upotrebljavaju se *jednostavne čeljusne kočnice* (sl. 434).



Slika 434. Jednostavna čeljusna kočnica: *a*) sile na čeljusti; *b*) sile na kočnom kotaču



Slika 435. Princip toka kočenja

Potrebnu silu kočenja F_k možemo ostvariti oprugom, rukom, ili pri vodoravnom položaju poluge i nogom. Normalnom tlačnom silom F_n tlači se kočna čeljust na kolo za kočenje, koje se okreće. Time se stvara sila trenja $F_R = \mu F_n$, koja mora bit jednaka najmanje veličini obodne sile F_t koju treba zakočiti, $F_t = 2T_R/d_1$. U ovoj jednadžbi označava T_R *moment trenja*, koji se sastoji od *momenta opterećenja* (momenta koji se dovodi radnom stroju zbog izvršenja rada i savladavanja svih otpora) T_{OP}, umanjenog ili uvećanog za veličinu *dinamičkog momenta* (moment potreban za usporavanje masa pri kočenju), T_ε.

Na slici 435 prikazano je da pri kočenju rotirajućeg pogona moment opterećenja djeluje kočno. Jednadžba gibanja toka kočenja glasi:

$$(I_1 + I_2 + I_3 + \ldots)\,\varepsilon = -(T_{OP} + T_K) \qquad (500)$$

$I_1, I_2, I_3 = I$ u kgm^2	momenti tromosti svih masa koje treba zakočiti, reduciranih na os vratila,
ε u rad/s^2	kutno ubrzanje,
T_{OP} u Nm	moment opterećenja potreban za izvršenje rada radnog stroja i savladavanje svih otpora,
T_K u Nm	moment kočenja proizveden kočnicom.

Može se desiti da za vrijeme kočenja moment T_{OP} djeluje ubrzavajuće, npr. pri kočenju tereta koji pada. U tom slučaju treba predznak za T_{OP} odgovarajuće promijeniti.

Kod približnog proračuna momenta kočenja i vremena kočenja zamjenjuju se okretni momenti, zavisni od kutne brzine, s konstantnim srednjim vrijednostima: $T_K = \text{konst}$, $T_{OP} = \text{konst}$. U tom slučaju je i usporavanje konstantno, $T_\varepsilon = T_K + T_{OP} = \text{konst}$.

Moment kočenja:
$$T_K = \frac{I \cdot \omega_O}{t_K} - T_{OP} \tag{501}$$

Vrijeme kočenja:
$$t_K = \frac{I \cdot \omega_O}{T_K + T_{OP}} = \frac{I \cdot \omega_O}{T_\varepsilon} \tag{502}$$

ω_0 u rad/s — početna kutna brzina kočione ploče,
I u kgm^2 — moment tromosti svih masa koje treba zakočiti, reduciranih na vratilo kočnice.

Moment usporavanja (ubrzavanja) masa (općenito):
$$T_\varepsilon = \frac{\omega}{t_k} I \tag{503}$$

I u kgm^2 — moment tromosti svih rotirajućih masa, reduciran na os vratila kočnice,
ω u rad/s — kutna brzina $= 2 \cdot \pi \cdot n$,
t_k u s — traženo vrijeme kočenja.

U *transportnoj tehnici uzima se*:

moment kočenja
$$T_K = S \cdot T_{OP} \cdot \eta^2 \tag{504}$$

S — sigurnost = 1,3 do 3 za različite transportne uređaje,
η — iskoristivost pogonskog sustava,
T_{OP} u Nm — moment opterećenja.

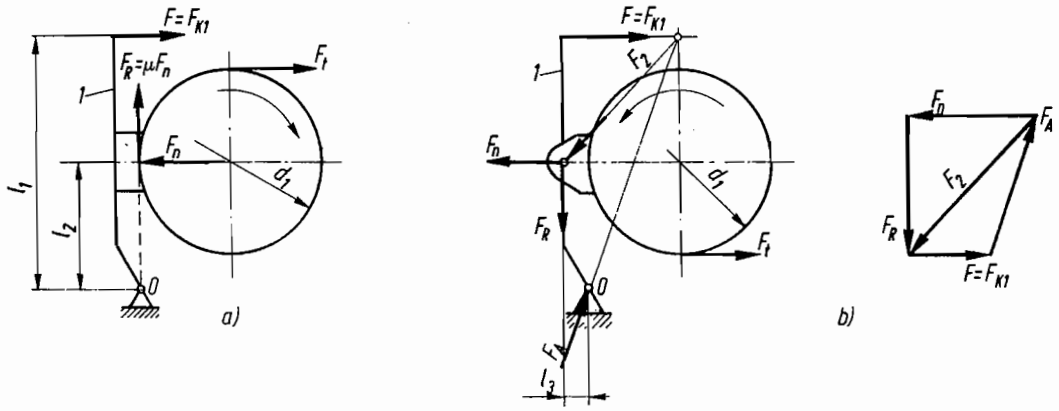
Pretpostavimo li da na cijeloj tarnoj površini vlada jednako opterećenje po jedinici površine dobivamo jednadžbu za

moment oko točke 0 (sl. 434):
$$\Sigma M_O = F_{k1} \cdot l_1 - F_n \cdot l_2 - F_n \mu \cdot l_3 = 0 \tag{505}$$

Sila kojom treba djelovati na kočnoj poluzi
$$F_{K1} = F_n \frac{l_2 \pm \mu l_3}{l_1} = F_R \frac{l_2}{l_1}\left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{l_3}{l_2}\right) = \frac{2T_R}{d_1}\frac{l_2}{l_1}\left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{l_3}{l_2}\right) \tag{506}$$

F_n u N — normalna sila na kočne čeljusti,
F_R u N — sila trenja, $= \mu \cdot F_n$
T_R u Nm — moment trenja,
l_1, l_2, l_3 u m — dimenzije polužja, vidi sl. 434,
d_1 u m — promjer kočnog kotača,
μ — koeficijent trenja.

Predznak plus predviđen je za desni, a minus za lijevi smjer okretanja. Za $\frac{l_3}{l_2}=\frac{1}{\mu}$ iznosi potrebna sila kočenja za lijevi smjer gibanja $F=0$. Kočnica djeluje u tom slučaju automatski, kao tarni zadržnik. Da bi se jednako velikom silom kočenja mogao ostvariti za oba smjera vrtnje jednako velik moment kočenja $T_K=\mu F_n \cdot r_1$, mora poluga 1 biti tako zakrivljena da krak l_3 bude jednak nuli, slika 436a. U tom slučaju član $F_n \cdot \mu \cdot l_3$ jednadžbe (505) ne utječe na smjer gibanja. Kod kočnica s okretljivo uloženim čeljustima, slika 436b, ravnomjernije se troše čeljusti. Jednadžba (506) vrijedi za suprotan smjer gibanja ako je l_3 negativno. Točka 0 nalazi se u tom slučaju desno od tangente povučene iz točke 0 na obod bubnja (sl. 436a). Jednostavne čeljusne kočnice opterećuju vratilo kočnice na savijanje.



Slika 436. Čeljusna kočnica
a) veličina sile kočenja nezavisna od vrtnje bubnja za kočenje; *b*) sila na čeljusnoj kočnici s okretljivom čeljusti

12.2.11. Dvostruke čeljusne kočnice

Ove kočnice nalaze primjenu u gradnji dizalica i gradnji teških strojeva. Omogućuju da se izbjegnu savojna opterećenja vratila kočnice, koja se kod jednostavnih kočnica javljaju za oba smjera vrtnje. Također omogućuju da se izbjegne nejednakomjerno opterećenje i trošenje čeljusti (obloga), a pri $l_3=0$ isti efekat kočenja za oba smjera vrtnje. Manje su osjetljive na montažne netočnosti. Upotrebljavaju se kao kočnice za sprečavanje gibanja, zaustavljanje, kao regulacione kočnice, a i kao sigurnosni uređaji. Dvostruke čeljusne kočnice opterećuju se oprugama ili utezima, a otkočuju elektromagnetski, hidraulički ili pneumatski. Na slici 437 prikazana je dvostruka čeljusna kočnica kod koje se koči pomoću utega G_1, a otkočuje pomoću elektromagnetskog ili hidrauličkog (ulje) uređaja za otkočivanje.

Javlja li se na svakoj od kočnih čeljusti (kočnih papuča) jednaka sila trenja $\mu \cdot F_n$, iznosti će

moment kočenja:

$$T_K=2 \cdot \mu \cdot F_n \cdot r_1=2 \cdot \mu \cdot i \cdot \eta \cdot F_G \cdot r_1 \qquad (507)$$

Do početka djelovanja otkočnog uređaja je

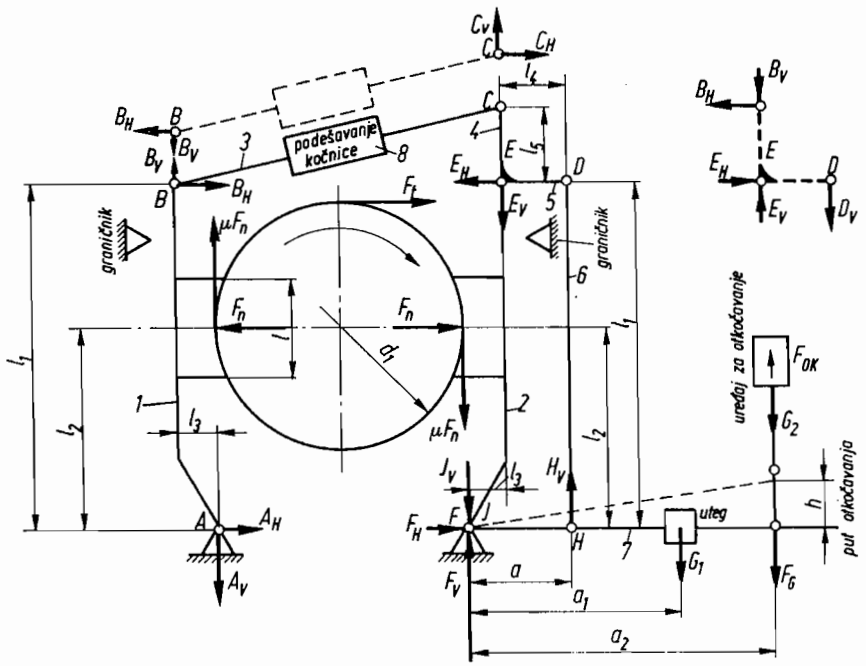
$$\textit{prijenosni omjer} \quad i=\frac{l_1}{l_2}\cdot\frac{l_4}{l_5}\cdot\frac{a_2}{a} \tag{508}$$

Uzmemo li u obzir i učešće težine *otkočnog uređaja* G_2, dobivamo da je:

$$\textit{težina kočenja} \quad G_1=\frac{(F_G-G_2)\,a_2}{a_1} \tag{509}$$

μ	koeficijent trenja,
F_n u N	normalna sila na kočne čeljusti,
r_1 u m	polumjer kočnog bubnja,
η	iskoristivost u polužju kočnica, $\approx 0{,}9$
i	prijenosni omjer [vidi jednadžbu (508)],
F_G u N	ukupno potrebno opterećenje na mjestu na kojem djeluje uređaj za otkočivanje, dobiveno iz jednadžbe (507).
G_2 u N	utjecaj težine kočnog uređaja

a, a_1, a_2, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 su dimenzije polužja u m, vidi sl. 437.



Slika 437. Dvostruka čeljusna kočnica s kočenjem pomoću utega, uređajem za kočenje, te položajem i smjerom sila koje se javljaju na čeljustima i polužju

Vertikalne i horizontalne komponente sila u zglobovima polužja i u ležajima vidljive su na slici 437.

Za lijevu polugu (1) s kočnom papučom: $\Sigma H=B_H-F_n+A_H=0\ldots$(a)
$\Sigma V=B_V+\mu\cdot F_n-A_V=0\ldots$(b), $\Sigma M_A=F_n\cdot l_2-B_H\,l_1-B_V\cdot l_3=0\ldots$(c).

Za spojno polužje (3, 4, 5) s podešivačem: $\Sigma H=B_H-E_H=0\ldots$(d)
$\Sigma V=B_V-E_V+D_V=0\ldots$(e), $\Sigma M_E=B_H\,l_5-D_V\,l_4=0\ldots$(f).

Za desnu polugu (2) s kočnom papučom: $\Sigma H=E_H-F_n=0\ldots$(g)
$\Sigma V=E_V+\mu\cdot F_n-F_V=0\ldots$(h), $\Sigma M_F=F_n\,l_2-E_H\,l_1+E_V\,l_3=0\ldots$(i)

Za kočnu polugu (7): $\Sigma H=0$ . . . (j), $\Sigma V=I_V-H_V+F_G=0$ . . . (k),
$\Sigma M_I=H_V\cdot a-F_G a_2=0$ . . . (l) (G_1 i G_2 sadržane su u F_G).

U poluzi (6) javlja se: $\Sigma V=D_V-H_V=0$ . . . (m).

Moment kočenja $T_K=2F_n\cdot\mu\cdot r_1$ dobivamo ako za F_n upotrijebimo jednadžbu sila u polužju (c) $T_K=2\mu\dfrac{B_H\cdot l_1+B_V\cdot l_3}{l_2}\cdot r_1$.

Zanemarimo li član $B_V l_3$, a upotrijebimo B_H iz jednadžbe (f) i sa $D_V=H_V$, dobivamo

$$T_K=2\cdot\mu\frac{H_v\cdot l_4\cdot l_1}{l_5\cdot l_2}\cdot r_1$$

Sa H_V iz jednadžbe (m) proizlazi da je

$$\textit{moment kočenja}\quad T_K=2\cdot\mu\frac{F_G\cdot a_2\cdot l_4\cdot l_1}{a\cdot l_5\cdot l_2}\cdot r_1=2\cdot\mu\cdot i\cdot F_G\cdot r_1$$

a prema ranijem

$$\textit{prijenosni omjer}\quad i=\frac{l_1}{l_2}\cdot\frac{l_4}{l_5}\cdot\frac{a_2}{a}$$

F_G u N — ukupno potrebno opterećenje na mjestu djelovanja otkočnog uređaja, dobiveno iz jednadžbe (507),
r_1 u m — polumjer kočnog kotača,
μ — koeficijent trenja,
a, a_1, a_2, l_1, l_2, l_3, l_4 i l_5 u m su dimenzije polužja u m, vidi sl. 437.

Srednji površinski tlak na kočnim papučama

$$p_m=\frac{F_n}{b\cdot l}=\frac{2T_R}{d_1\cdot b\cdot l\cdot\mu}\qquad(510)$$

Snaga trenja $$P_R=T_R\cdot n\qquad(511)$$

Rad trenja $$W_R=P_R\cdot t_R\qquad(512)$$

Proizvedena količina topline $$Q=W_R\qquad(513)$$

p_m u N/m² — srednji površinski tlak
b u m — širina kočne papuče,
l u m — duljina kočne papuče.
P_R u W — snaga trenja,
T_R u Nm — moment trenja (moment kočenja),
n u s^{-1} — brzina vrtnje.
t_R u s — vrijeme kočenja.
F_n u N — normalna sila na kočne čeljusti,
d_1 u m — promjer kočnog bubnja,
μ — koeficijent trenja,
Q u J — trenjem proizvedena količina topline,
W_R u Nm — rad trenja.

Razvijenu količinu topline treba odvesti *zračenjem, vođenjem i konvekcijom* preko slobodnih površina kočnice.

Konačna temperatura bubnja za kočenje ϑ jednaka je sumi temperature okolnog zraka i zagrijavanjem povećane temperature bubnja:

$$\textit{temperatura bubnja} \quad \vartheta = \vartheta_Z + \vartheta_P \tag{514}$$

$$\textit{porast temperature} \quad \vartheta_P = \frac{Q}{A_Z \alpha} = \frac{P_R}{A_Z \alpha} \tag{515}$$

koeficijent prijelaza topline (prema Niemannu)

$$\alpha \approx 4{,}5 + 6 v_t^{3/4} \tag{516}$$

ϑ u K	konačna temperatura zagrijavanja,
ϑ_z u K	temperatura okolnog zraka,
ϑ_P u K	porast temperature,
α u W/m^2 K	koeficijent prijelaza topline,
A_z u m^2	površina zračenja bubnja za kočenje,
P_R u W	snaga trenja,
Q u J	razvijena količina topline.
v_t u m/s	obodna brzina bubnja za kočenje.

U proračunu mora biti temperatura $\vartheta \leqq \vartheta_{dop}$ prema tablici 148.

Ako proizvođač obloge daje vrijednost specifičnog trošenja obloge q_R, može se onda izračunati i

$$\textit{vijek trajanja obloge} \quad L_h = \frac{V_R}{q_R \cdot P_R} = \frac{A_R \cdot h_R}{q_R \cdot P_R} \tag{517}$$

V_R u m^3	volumen istrošene obloge,
A_R u m^2	površina trenja obloge,
h_R u m	debljina trošenja obloge,
q_R u m^3/Wh	specifično trošenje obloge.

Tablica 148. Obloge čeljusnih kočnica

Obloga	Dopušteno vlačno naprezanje obloge dop σ N/mm^2	koeficijent trenja (μ kod $\vartheta \leqq$ dop ϑ) za rad nasuho	nauljeno	dop v m/s	dop p N/cm^2 rad nasuho	nauljeno	ϑ dop K
Materijal obloge na bazi azbesta	17,5	0,40	–	14	50 do 120		350
	20	0,45	0,08	10	20 do 120	60 do 200	350
	10	0,35	–	10	40 do 150	—	350
	30	0,40	0,08	20	20 do 140	100 do 250	400
	23	0,30	0,08	20	20 do 120	60 do 120	350
	8	0,28	–	40	30 do 150	–	450

12.2.20. Unutarnje čeljusne kočnice

Najveću primjenu nalaze ove kočnice u gradnji motornih vozila. Na čeljusti se i ovdje djeluje pri kočenju mehanički, hidraulički ili pneumatski. Tlak čeljusti na unutarnji obod bubnja za kočenje ostvaruje se pomoću klina, grebena, tlačnog cilindra, polužnog ili upravljačkog sustava.

Prednost ovih kočnica je u tome da se čeljusti nalaze zaštićene unutar bubnja za kočenje, što omogućava da koeficijent trenja ne bude izložen utjecajima sa strane. Loše strane su smanjena pristupačnost dijelova kočnice i slabija mogućnost odvođenja topline. Proizvode se kao *simpleksne*, *dupleksne* i *servokočnice*.

Simpleksne kočnice (sl. 438) imaju dvije čeljusti okretljivo uležištene na svornjaku, koji je učvršćen u onaj dio tijela kočnice koji se ne okreće. Sile kojima se djeluje na svaku čeljust imaju suprotan smjer. Budući da se sile djelovanja na čeljusti ostvaruju bilo pomoću jednakog puta pomaka čeljusti, bilo jednake sile, trošenje čeljusti i sila kočenja nisu na obje čeljusti jednake. Otkočuje se pomoću opruge ili posebnog otkočnog uređaja.

Za lijevi smjer gibanja bubnja za kočenje, koji odgovara kretanju vozila naprijed, iznose:

kočne sile

$$F_{B1} = F_{n1}\,\frac{l_2 - \mu \cdot l_3}{l_1} \tag{518}$$

$$F_{B2} = F_{n2}\,\frac{l_2 + \mu \cdot l_3}{l_1} \tag{519}$$

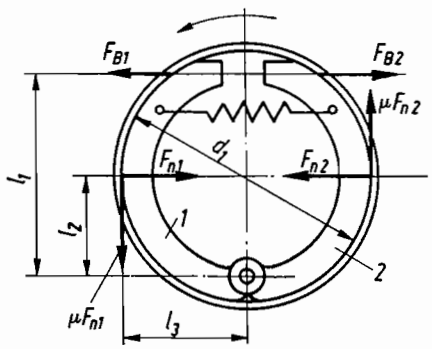
momenti kočenja

$$T_K = T_R = \mu\,(F_{n1} + F_{n2}) \cdot r_1 \tag{520}$$

Ako je $F_{B1} = F_{B2}$ onda je kočni moment čeljusti 1 veći od kočnog momenta čeljusti 2. Za $F_{n1} = F_{n2}$ (jednak put pomaka čeljusti):

$$F_{B1} + F_{B2} = \frac{2T_k}{\mu d_1} \cdot \frac{l_2}{l_1} \tag{521}$$

$$\frac{F_{B1}}{F_{B2}} = \frac{l_2 - \mu \cdot l_3}{l_2 + \mu \cdot l_3} \tag{522}$$



Slika 438. Simpleksna kočnica

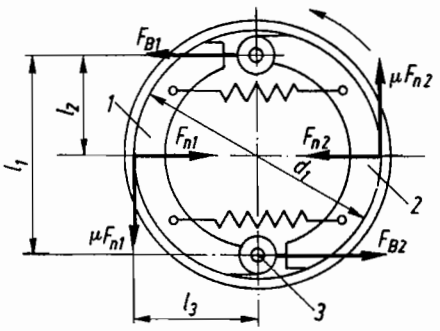
F_{B1}, F_{B2} u N kočne sile,
F_{n1}, F_{n2} u N normalne sile na kočne čeljusti,
T_k u Nm kočni moment
T_R u Nm moment trenja
r_1, d_1 u m polumjer, odn. promjer kočnog bubnja,
μ koeficijent trenja,
l_1, l_2, l_3 u m dimenzije polužja, vidi sl. 438.

Pri obratnom smjeru gibanja bubnja za kočenje mijenja se predznak faktora $\mu \cdot l_3$. Moment kočenja ostaje jednak za oba smjera gibanja.

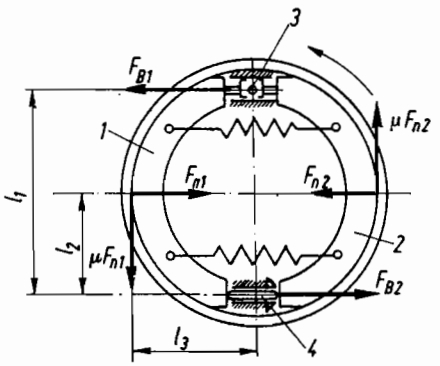
Dupleksne kočnice (sl. 439) imaju dvije čeljusti s pomaknutim okretnim točkama (svornjacima). Pri kretanju kočnog bubnja ulijevo djeluju čeljusti automatski pojačano na tlačnu silu, a pri obratnom smjeru automatski oslabljeno. Najčešće se kod ovih kočnica upotrebljavaju jednake kočne sile $F_{B1}=F_{B2}$. Budući da je $F_{n1}=F_{n2}=2T_k/(d_1\cdot\mu)$, proizlazi:

$$F_{B1}+F_{B2}=\frac{2T_k}{d_1\cdot\mu}\,\frac{l_2\mp\mu\cdot l_3}{l_1} \tag{523}$$

Pri kretanju bubnja za kočenje udesno treba uzimati predznak plus. Ako su za oba smjera vrtnje sile kočenja F_B jednake, moment kočenja je različit.



Slika 439. Dupleksna kočnica



Slika 440. Servo kočnica

Servo-kočnice (sl. 440) sastoje se, kao i ranije spomenute simpleksne i dupleksne kočnice, od dviju čeljusti na koje se može djelovati preko hidrauličkih cilindara. Otkočuje se pomoću opruga. Pri okretanju kočnice ulijevo i nastajanju sile $F_1=F_{B1}$ oslanja se lijeva čeljust svojim donjim krajem na desnu čeljust. Ova se zbog toga pomakne svojim gornjim krajem do oslona na hidrauličkom cilindru. Time je djelovanje obiju čeljusti identično s djelovanjem dupleksne kočnice. Pri okretanju udesno oslanja se desna čeljust dolje na naslon, pa kočnica djeluje kao simpleksna.

Desna čeljust

$$F_{n2}=F_{B2}\,\frac{l_1}{l_2\pm\mu\cdot l_3} \tag{524}$$

Lijeva čeljust

$$F_{n1}=\left(F_{B1}+F_{n2}\cdot\mu\,\frac{d_1}{2l_2}\right)\frac{l_1}{l_2\pm\mu\cdot l_3} \tag{525}$$

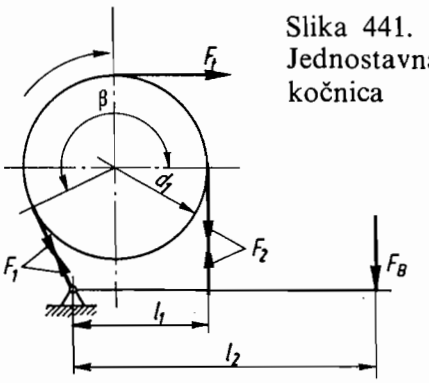
F_{n1}, F_{n2} u N normalne sile
F_{B1}, F_{B2} u N sile kočenja
μ koeficijent trenja
d_1 u m promjer kočnog bubnja
l_1, l_2, l_3 u m dimenzije polužja, vidi sl. 440.

Predznak − odnosi se na automatska povećavanja, a + na smanjenja.

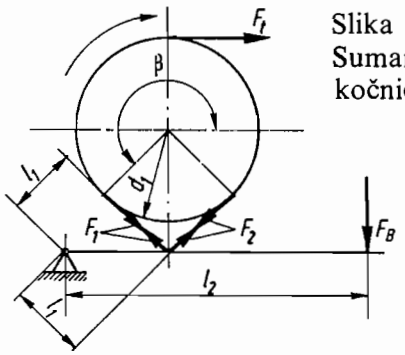
12.2.30. Pojasne kočnice

Zbog jednostavne konstrukcije poznate su ove kočnice već odavno. Prednost im je što se relativno malom silom mogu ostvariti veliki efekti kočenja. Nedostatak im je veliko savojno opterećenje vratila, a ni sustav kočenja nije jako stabilan. Upotrebljavaju se u gradnji dizalica. Koči se pomoću čelične trake (pojasa) snabdjevene kočnom oblogom prebačenom preko kočnog cilindra, a opterećene su utezima, oprugama ili rukom. Razlikujemo *jednostavne* (sl. 441), *sumarne* (sl. 442), *diferencijalne* (sl. 443), *ovijene* (sl. 444), *dvosmjerne* (sl. 445) i *unutarnje pojasne kočnice*. Ove posljednje rijetko se upotrebljavaju, jer je i pored velikog kuta opasivanja (većeg nego kod unutarnjih čeljusnih kočnica) moment kočenja zbog niskih dopuštenih sila opterećenja relativno nizak.

Izbor promjera bubnja za kočenje zavisi od kvalitete kočne obloge, površinskog tlaka, habanja i zagrijavanja.



Slika 441. Jednostavna kočnica



Slika 442. Sumarna kočnica

Odnos sila na vučnom i slobodnom dijelu kočne trake (pojasa) dan je jednadžbom $F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\beta}$ [vidi jednadžbu (210)], a $F_R = F_1 - F_2 \geqq F_t$. Površinski tlak između kočne trake širine b i bubnja za kočenje polumjera r_1 najveći je na dijelu gdje pojas nailazi na kotač za kočenje i iznosi:

površinski tlak

$$p_{max} = \frac{F_R}{b \cdot r_1} = \frac{e^{\mu\beta}}{(e^{\mu\beta} - 1)} \tag{526}$$

F_R u N	sila trenja
b u m	širina kočne trake
r_1 u m	polumjer kočnog bubnja
μ	koeficijent trenja
e	baza prirodnog logaritma (=2,718..)
β u rad	kut opasavanja.

Kod *jednostavnih kočnica* (sl. 441) opterećenjem ručice silom F_B ostvaruje se na pojasnoj traci moment kočenja

opterećenje ručice

$$F_B = F_2 \frac{l_1}{l_2} = \frac{2T_K}{d_1} \cdot \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} \cdot \frac{l_1}{l_2} \tag{527}$$

F_B u N	sila kočenja,
T_k u Nm	moment kočenja,
F_2 u N	sila u slobodnom ogranku,
l_1, l_2 u m	dimenzije polužja, vidi sl. 441,
d_1 u m	promjer kočnog bubnja,
e, μ, β	vidi legendu uz (526).

Kod *sumarnih kočnica* (sl. 442) postiže se za oba smjera vrtnje, uz jednaku kočnu silu, jednak kočni moment:

$$F_B = \frac{F_2 \cdot l_1 + F_1 \cdot l_1}{l_2} = \frac{2T_K}{d_1} \frac{e^{\mu\beta}+1}{e^{\mu\beta}-1} \frac{l_1}{l_2} \tag{528}$$

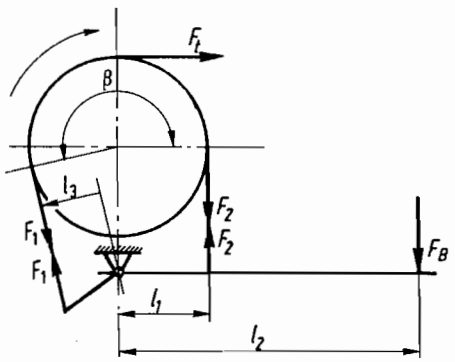
F_1 u N sila na vučnom ogranku,
F_2 u N sila na slobodnom ogranku,
ostale oznake vidi u legendama uz (526) i (527) i na sl. 442

Kod *diferencijalnih kočnica* (sl. 443) djeluje sila trenja u kočnoj traci, pri desnom smjeru vrtnje, u istom smjeru kao i sila kočenja F_B, koja zato može biti malena. Ako je $l_1 \leqq e^{\mu\beta} \cdot l_3$, dolazi pri desnom kretanju do samokočivosti, pa kočnica radi kao ustavljačica:

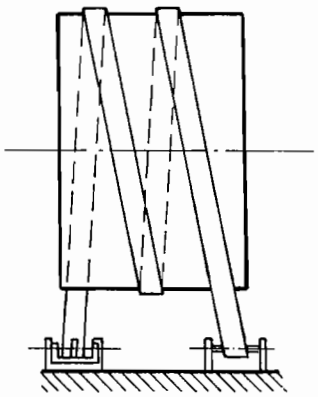
$$F_B = \frac{F_2 \cdot l_1 - F_1 \cdot l_3}{l_2} = \frac{2T_k}{d_1 \cdot l_2} \cdot \frac{l_1 - e^{\mu\beta} \cdot l_3}{e^{\mu\beta}-1} \tag{529}$$

oznake vidi u legendama uz (526), (527) i (528) i na sl. 443.

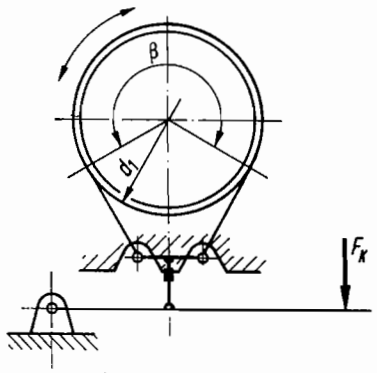
Kut opasavanja iznosi $\beta \approx {}^3/_2 \cdot \pi$



Slika 443. Diferencijalna kočnica



Slika 444. Ovijena kočnica



Slika 445. Dvosmjerna kočnica

Ovijene pojasne kočnice (sl. 444) imaju polužje kao i jednostavne pojasne kočnice. S većim brojem ovijanja bubnja povećava se duljina dodira bubnja i pojasa, a time i moment kočenja. U odnosu na jednostavne pojasne kočnice, računa se s kutom opasavanja $\beta \approx {}^7/_2 \cdot \pi$.

Dvosmjerne kočnice (sl. 445) ostvaruju kod simetričnog učvršćenja krajeva pojasa na ručici u oba smjera isti moment kočenja.

Kod svih kočnica odnos duljina pojedinih poluga izvodi se ovisno od veličine potrebnog momenta kočenja, moguće veličine kočne sile, te od dopuštenih vrijednosti habanja, tlaka i zagrijavanja. Sila u pojasu na dijelu gdje on nailazi na bubanj je najveća i prema njoj treba dimenzionirati. Proračun na zagrijavanje se vrši na isti način kao i kod čeljusnih kočnica.

12.2.40. Stožaste kočnice

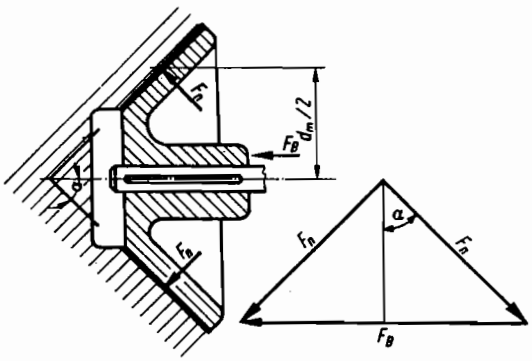
Aksijalnim pomakom dolazi do dodira površina kočenja (sl. 446). Kao tlačna sila F_n pojavljuje se, međutim, samo jedna komponenta sile F_B. Ove kočnice se upotrebljavaju u gradnji vozila i strojarstvu. Oblikuje se zavisno od veličine momenta kočenja, ugradbenih mogućnosti i načina djelovanja sile kočenja. Da bi se postiglo jednakomjerno trošenje obloge potrebno je obratiti pažnju na centrično montiranje dijelova kočnice.

Sila kočenja:

$$F_B = \frac{2T_K \sin\alpha}{d_m \cdot \mu \cdot \eta_B} = \frac{F_n \sin\alpha}{\eta_B} \tag{530}$$

Sila otkočivanja:

$$F_{OK} = \frac{F_B}{\eta_{OK} \cdot \eta_B} \tag{531}$$



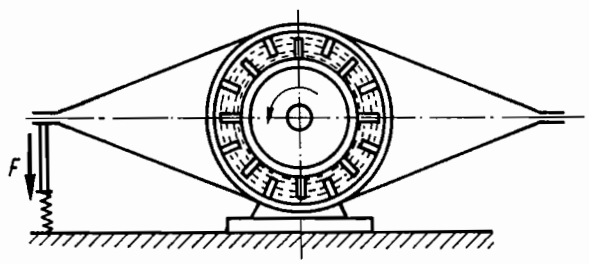
T_K u Nm	kočni moment
F_n u N	normalna sila
F_B u N	sila kočenja
μ	koeficijent trenja
η_B	iskoristivost pri kočenju $\approx 0{,}9$,
η_{OK}	iskoristivost pri otkočivanju $\approx 0{,}5$.
α u °	kut stošca
d_m u m	srednji promjer stošca

Slika 446. Stožasta kočnica i paralelogram sila

Kod $\mu > \tan\alpha$ potrebna dodatna sila otkočivanja $F'_{OK} = (1{,}7 \ldots 2)\, F_{OK}$.

12.2.2. Vrtložna vodena kočnica

Razlikuju se prema načinu izvedbe rotora i kućišta (kočnice s lopaticama, komorama, s udarnim svornjacima, trenjem tekućine itd.). Na slici 447 prikazana je shema kočnice s udarnim svornjacima, čija je prednost da je moment kočenja jednak za oba smjera vrtnje. Prema stupnju napunjenosti kočnice stvara se pri visokoj brzini vrtnje rotora različito debeo vođeni prsten, kojemu svornjaci na statoru pružaju otpor. Time se određuje veličina reakcionog momenta. Taj moment prenosi se okretno uležištenim kućištem kao sila, preko poluge, na uređaj za pokazivanje. Kada se utvrdi potrebna količina vode koja struji, treba obratiti pažnju na zagrijavanje. Prema podacima proizvođača može se izračunati:



Slika 447. Vrtložna vodena kočnica

snaga trenja $P_K = K_2 \cdot F \cdot n$ (532)

P_K u W	snaga kočenja,
F u N	sila na mjernom uređaju,
n u s^{-1}	brzina vrtnje,
K_2	faktor ovisan o duljini kraka, $=0{,}001$ za krak 974 mm.

12.2.3. Vrtložna zračna kočnica

Malo se primjenjuje, a pogodna je za ispitivanje brzohodnih pogonskih strojeva malih snaga.

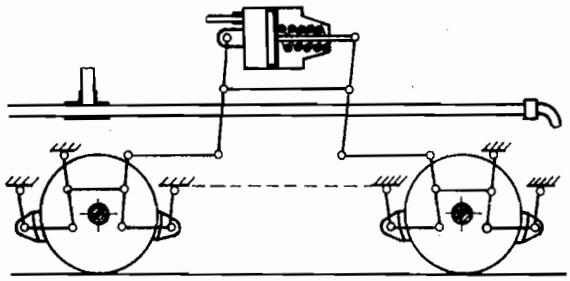
Snaga kočenja:

$$P_k \approx \frac{A \cdot d_m^3 \cdot n^3}{K_2 \cdot 10^6} \tag{533}$$

P_K u W	snaga kočenja,
A u m^2	aktivne površine lopatica (krilaca),
n u s^{-1}	brzina vrtnje,
K_2	faktor, vidi legendu uz (532).

12.2.4. Indukcione električne kočnice

Efekt kočenja postiže se magnetskim poljem ostvarenim električnim tokom. Prema načinu djelovanja dijelimo indukcione električne kočnice sa asinhronom i sinhronom karakteristikom, te karakteristikom vrtložne struje. Asinhrone kočnice i one vrtložne struje upotrebljavaju se kao regulacione, a sinhrone kao kočnice za sprečavanje gibanja i kao regulacione.



Slika 448. Princip rada čeljusne kočnice ugrađene u željeznički vagon

Na slici 448 prikazan je princip rada čeljusne kočnice ugrađene u željeznički vagon.

13. BRTVE

13.1. Uvod

Zadatak brtvi je sprečavanje da između dva funkcionalno razdvojena prostora dođe do toka medija iz jednog prostora u drugi. Brtve moraju ograničiti gubitke zbog propustivosti u takvoj mjeri da budu u potpunosti zadovoljeni zahtjevi u pogledu sigurnosti, a da pri tome omogućuju ekonomski povoljna konstruktivna rješenja.

Problemi brtvenja javljaju se posebno kod kemijskih postrojenja, u vrlo različitim oblicima. Brtvenje poklopaca na aparatima, priključaka i cjevovoda, *statičko je brtvenje* ili *brtvenje dijelova koji miruju.* Često je, međutim, potrebno *brtviti i dijelove koji rotiraju*, kao što su miješalice, pumpe, kompresori itd.

Brtvenje rotirajućih strojnih dijelova, kao i onih *koji se kreću tamo-amo*, obuhvaćeno je pojmom *dinamičko brtvenje.* Prema namjeni brtve, težište zahtjeva koji se postavljaju na sredstva za brtvenje i njihova svojstva jesu:

1. *nepropusnost* (radi smanjenja eventualnih gubitaka),
2. *pogonska sigurnost* (greškama brtvenja mogu nastati veliki gubici prekidom rada),
3. *vijek trajanja*,
4. *rastavljivost*,
5. *gubitak snage* (gubitkom medija ili trenjem),
6. *utjecaj na medij* koji treba brtviti (medij koji se brtvi ne smije biti djelovanjem brtve izložen bilo kakvim promjenama),
7. *mehanička svojstva*,
8. *propusnost plinova*,
9. *toplinska vodljivost.*

Za materijale od kojih se izrađuju brtve važna su slijedeća svojstva:

1. *mehanička*,
2. *tarna*,
3. *otpornost na kemijske utjecaje*,
4. *nepropusnost*,
5. *toplinska rastezljivost*,
6. *postojanost na odredene temperature*,
7. *obradivost*,
8. *otpornost na eroziono djelovanje.*

Kao materijali za izradu brtvi dolaze u obzir: *papir* i *karton*, *koža*, *kudjelja*, *juta*, *pamuk*, *biljna vlakna*, *vlakna drveta*, *pluto*, *klobučina*, *vulkanfiber*, *vuna od šljake* (drozge), *azbest*, *guma* (prirodna i umjetna), *umjetne smole*, *grafit*, *umjetni ugalj*, *metali* (bijeli metal, kalaj, olovo, aluminij, meki bakar, mesing, bronca, nikalj i njegove legure, nelegirani, legirani i specijalni čelici, lijeveno željezo, srebro, platina, steliti $-Co-Cr-W$ legure), *sinterirani* i umjetni materijali.

13.2. Statičke brtve, dodirno brtvenje strojnih dijelova koji miruju

Pokazalo se da će istjecanje medija između dvije ravne površine brtvenja prestati prije nego što je zračnost između tih ravnih brtvenih površina dovedena na nulu. Razlozi zbog kojih i pored postojanja zračnosti i pada tlaka u mediju ne dolazi do strujanja medija tumače se:

1. postojanjem *adsorbcionih slojeva* molekula na površinama brtvenja, postojanjem *adsorbcionih sila* (obrnuto proporcionalnih udaljenosti metalnih površina) koje su zavisne od vrste medija, vrste materijala brtvenih površina,
2. postojanjem *sila kohezije* između molekula medija,
3. postojanjem *površinskih napona* medija,
4. postojanjem *kapilarnih sila.*

Praktički bi bilo nemoguće, a bilo bi i neekonomično, nastojati da se obradom naležnih površina postigne dovoljno približavanje površina u cilju postizanja efekta brtvenja. Tlačenjem naležnih površina i time izazvanim deformacijama neravnina može se postići dovoljno približavanje površina, a time doći i do efekta brtvenja djelovanjem molekularnih i ostalih sila. Svako smanjenje zračnosti povećanjem tlačenja naležnih površina dovodi do povećanja djelovanja molekularnih sila, što omogućuje povišenje dopuštenog unutarnjeg tlaka medija. *Prethodnim tlakom* označavamo onaj koji će na naležnim površinama izazvati upravo tolike elastične i plastične deformacije materijala, da bi u preostaloj zračnosti moglo doći do opisanih efekata brtvenja. Visina potrebnog prethodnog tlaka zavisit će od kvalitete i dimenzija brtvenih površina i otpora prema promjeni oblika materijala površina brtvenja.

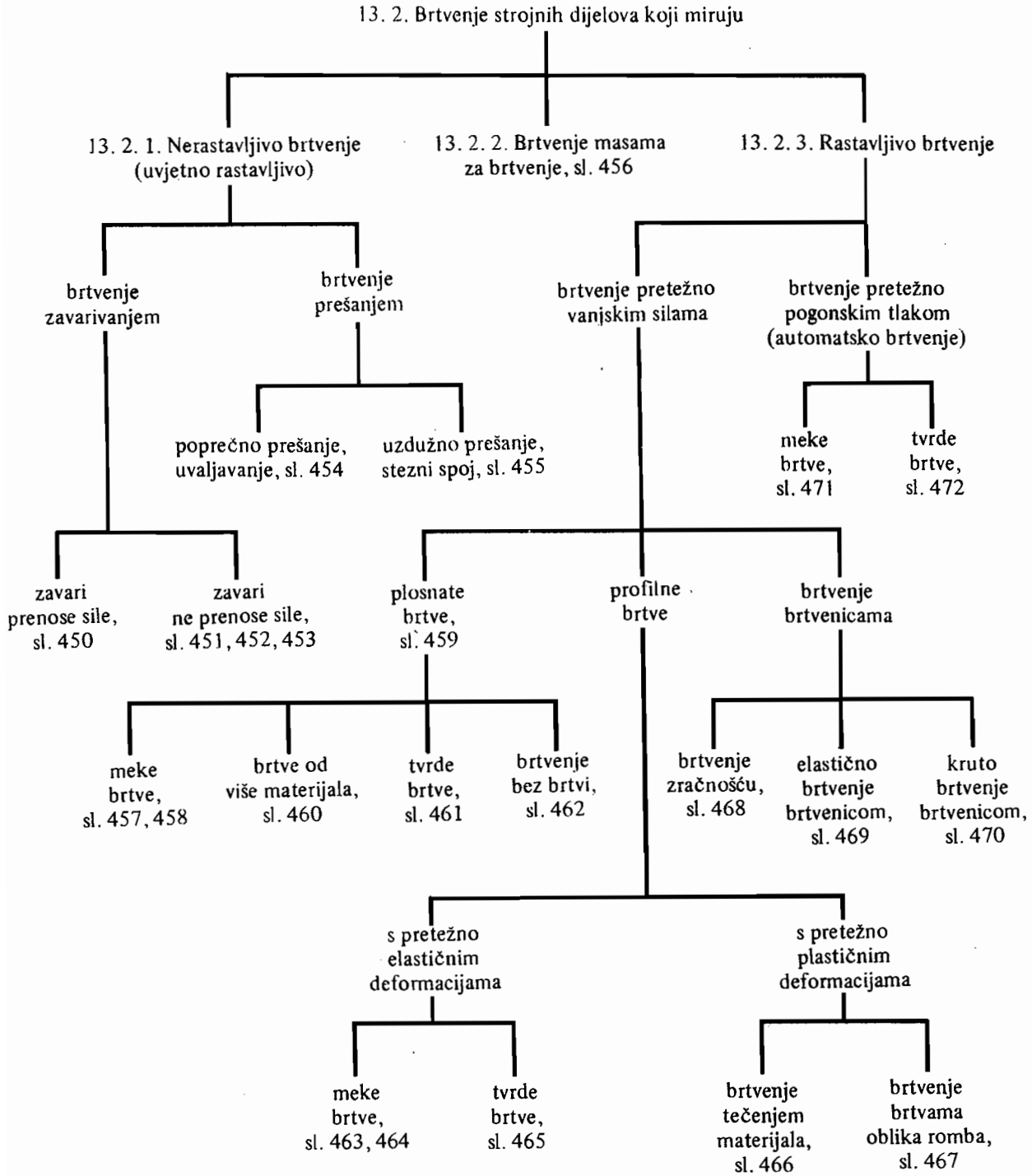
Kako je za međusobno izravnavanje naležnih površina brtvenja potreban tlak koji će dovesti do tečenja, to će za čelične materijale koji se najčešće upotrebljavaju u strojogradnji biti potreban vrlo visoki prethodni tlak. Ako između naležnih brtvenih površina ubacimo poseban dio s nižom otpornošću prema promjeni oblika (brtva), potreban tlak brtvenja bit će niži. Druga mogućnost za sniženje tlaka brtvenja ostvaruje se odgovarajućim oblikovanjem naležnih površina, tako da one djelovanjem tlaka brtvenja dovode do visokih specifičnih sila.

Zaptivost koju želimo ostvariti brtvenjem zavisi od slijedećih faktora:

1. Medija koji se brtvi (tekućine, plinovi). Plinovi, naročito suhi, zahtijevaju u odnosu na tekućine potpuno nalijeganje brtvenih površina i prethodni tlak koji odgovara granici očvršćavanja naležnih površina.
2. Kvaliteta brtvenih naležnih površina (hrapavost površina i valovitost površina).
3. Dimenzija brtvenih površina (širina i promjer brtve, debljina brtve).
4. Vremenskog trajanja prethodnog tlaka (vremenom dolazi do deformacija brtvenih površina izazvanih puzanjem).
5. Učestalosti promjene opterećenja.

Ako treba osigurati da kroz postojeću zračnost između dviju metalnih naležnih površina ne struji plin ili tekućina treba, kako se to najčešće i čini, između tih dviju površina uložiti dodatni dio koji će postojeću zračnost potpuno zatvoriti.

Taj dodatni dio (koji se ulaganjem između naležnih površina, djelovanjem tlaka potpuno podaje površinskom obliku naležnih površina) nazivamo *brtvama*, ako dijelovi koji stvaraju zračnost miruju, a *nabojima*, ako se međusobno kreću (pravocrtno i okretno).



Slika 449. Shematski prikaz mogućih načina brtvenja strojnih dijelova koji miruju

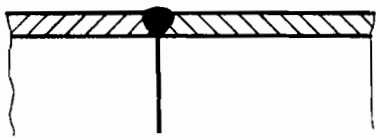
Među brtve na dijelovima koji miruju (ovamo ubrajamo i brtvenje bez brtvi) ubrajamo: *brtvenje zavarivanjem, brtvenje prešanjem* i *uvaljavanjem, plosnate brtve, profilne brtve, brtvenje naglavcima* (kolčacima), *brtvenje visokog tlaka, brtvenje vakuuma.*

Razlikujemo brtvenje *nerastavljivih, uvjetno rastavljivih* i *rastavljivih spojeva.* Na slici 449 shematski su prikazani mogući načini brtvenja strojnih dijelova koji miruju. Kod brtvenja nerastavljivih spojeva rastavljanje se može postići samo razaranjem spoja. Kod uvjetno rastavljivih spojeva rastavljanje se može postići razaranjem samo jednog od dijelova u spoju.

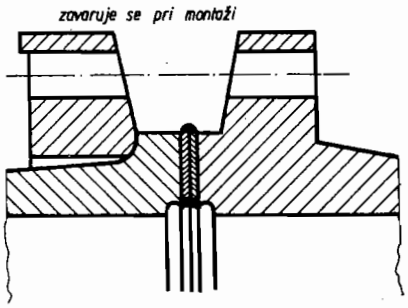
13.2.1. Nerastavljivo odnosno uvjetno rastavljivo brtvenje

Brtvenje zavarivanjem

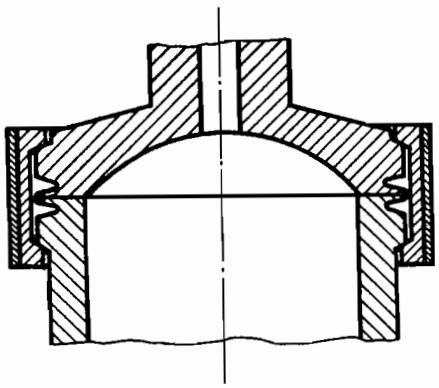
Zavareni spojevi kod kojih zavari prenose sile (sl. 450) su različiti oblici zavara cijevi i zavarenih spojeva koje najčešće i ne ubrajamo u brtvenje, nego u tzv. *nerastavljivo spajanje.*



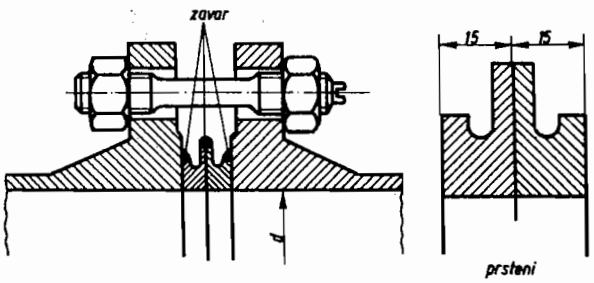
Slika 450. Zavarena cijev (zavarom prenosi se sila)



Slika 451. Brtvenje pomoću zavarenog prstena, membranska zavarena brtva



Slika 452. Brtvenje pomoću zavara, sile prenose kopče

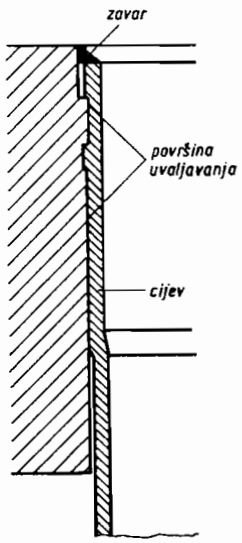


Slika 453. Brtvenje pomoću posebnog zavarenog prstena

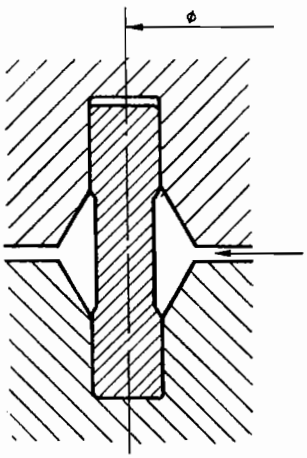
Zavareni spojevi kod kojih zavari ne prenose sile — brtvenje zavarivanjem imaju zadatak jedino da brtve, a sile prenose prirubnice i vijci (slika 451) ili kopče, (slika 452). Brtveni šavovi su bilo zavari na samim strojnim dijelovima (slika 452), bilo posebni prsteni membrane slike 451 i 453), koji su, zavisno od temperature, izrađeni od nelegiranog ili legiranog čelika (Cr—V). Nedostatak membranske brtve je unutarnji zavar (teško pristupačan), a kod zavara s prstenom zarezno djelovanje.

Brtvenje prešanjem

Brtvenje uvaljavanjem nerastavljivo je *poprečno uprešavanje.* Brtvi se tako da se proširivanjem cijevi uvaljanjem dobivaju visoki pritisci na naležnim površinama i dobro nalijeganje, koje brtvi. Čvrstoća spoja zavisna je od odnosa granice razvlačenja cijevi i materijala u koji se cijevi uvaljavaju. Čvrstoća spoja, kvaliteta i nalijeganje, mogu se utorima i porubljivanjem poboljšati. Ako postoji opasnost od nepropusnosti, može se zavarivanjem povećati sigurnost brtvenja, slika 454.



Slika 454. Brtvenje uvaljavanjem (poprečno prešanje)

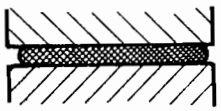


Slika 455. Brtvenje uzdužnim prešanjem (stezni spoj)

Brtvenje *uzdužnim prešanjem* (slika 455) ostvaruje se uprešavanjem čahure od čelika Cr-Mo u dijelove koji se brtve. Iz pritiska naležnih površina ostvarenih uprešavanjem može se zaključivati o postignutom efektu brtvenja. Upotrebljava se za brtvenje visokotlačnih turbina.

13.2.2. Brtvenje pomoću masa za brtvenje

Kit za brtvenje, nanesen na naležne površine, stvara neku vrstu plosnate brtve (sl. 456). Najčešći je *manganski kit.* Kit se najčešće upotrebljava za provizorno brtvenje kod neravnih naležnih površina ili tamo gdje se ne predviđa rastavljanje veze. Upotrebljava se s ulošcima ili bez njih (valoviti limovi,



Slika 456. Brtvenje pomoću masa za brtvenje

žičane mreže, kudjeljne ili azbestne niti). Ulošci povećavaju čvrstoću brtvenja. U novije vrijeme upotrebljava se *silikonski kaučuk* u *obliku paste*, ili mase kao što je kit za brtvenje. Za brtvenje dijelova kućišta dolaze u obzir *umjetni lakovi* (do 80 °C), koji se na naležne površine nanose četkom.

13.2.3. Rastavljivo brtvenje dijelova koji miruju (Statičko brtvenje)

Vrlo široka grupa rastavljivih brtvi dijelova koji miruju može se obuhvatiti pojmom *brtvenje prešanjem*, što označava međusobno tlačenje brtvenih površina. Brtvenje prešanjem ostvaruje se bilo vanjskim silama (sile vijaka prirubničkih spojeva), bilo pogonskim pritiskom. U prvom slučaju govorimo o brtvenju plosnatim i profilnim brtvama, a u drugom o automatskom brtvenju.

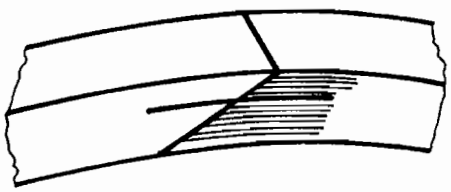
Brtvenje ostvareno pretežno vanjskim silama

Plosnate brtve

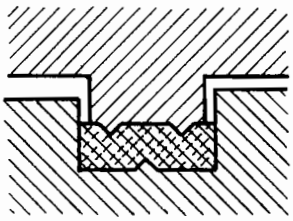
Plosnate brtve su male ali jednake debljine i predstavljaju najvažnije brtve. Glavna razlika između pojedinih plosnatih brtvi je materijal. Od materijala se zahtijeva da se prešanjem može deformirati, da deformiran opružno djeluje na površine tlačenja, da ima potrebna mehanička svojstva, tvrdoću, potrebnu opteretivost pogonskim pritiskom, postojanost u odnosu na temperaturne i kemijske utjecaje, te nepropusnost.

Za tzv. *meke brtve* upotrebljavaju se: *papir*, *karton* (natopljen uljem), *azbest* (u obliku pletiva ili ploča), *guma* (najčešće umjetna, kao što je buna S, perbunan, neopren i silikon), tzv. *It- materijali*, *koža*, *pluto*, *klobučina*, i razni plastici. Za tzv. *tvrde brtve* dolaze u obzir *metali*, kao što su: *olovo*, *aluminij*, *meki bakar*, a za visoke temperature *čelik* (meki čelik legiran Cr, Ni, Mo, V, Mn i Si).

It-materijali (materijali koji prema trgovačkom nazivlju završavaju na -it, npr. klingerit) s različitim fizikalnim i kemijskim svojstvima. Sadrže azbest kao toplinski otporan kostur, te malu količinu sintetičke gume, kao vezivo i punila.



Slika 457. Plosnata dijeljena brtva od gume

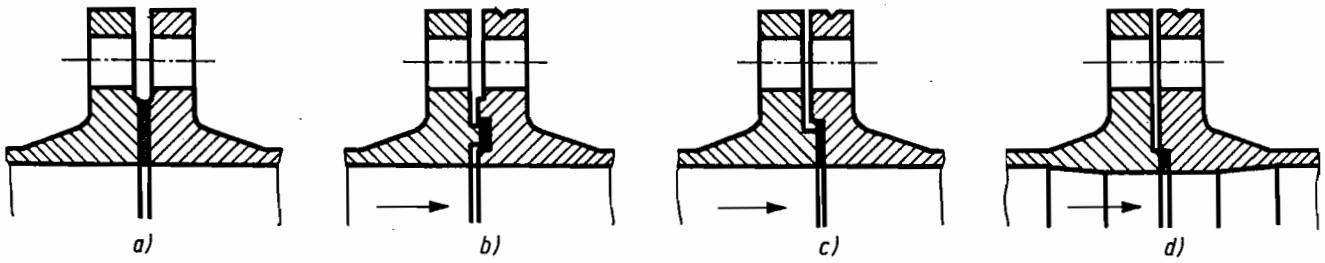


Slika 458. Ugrađena plosnata brtva od gume

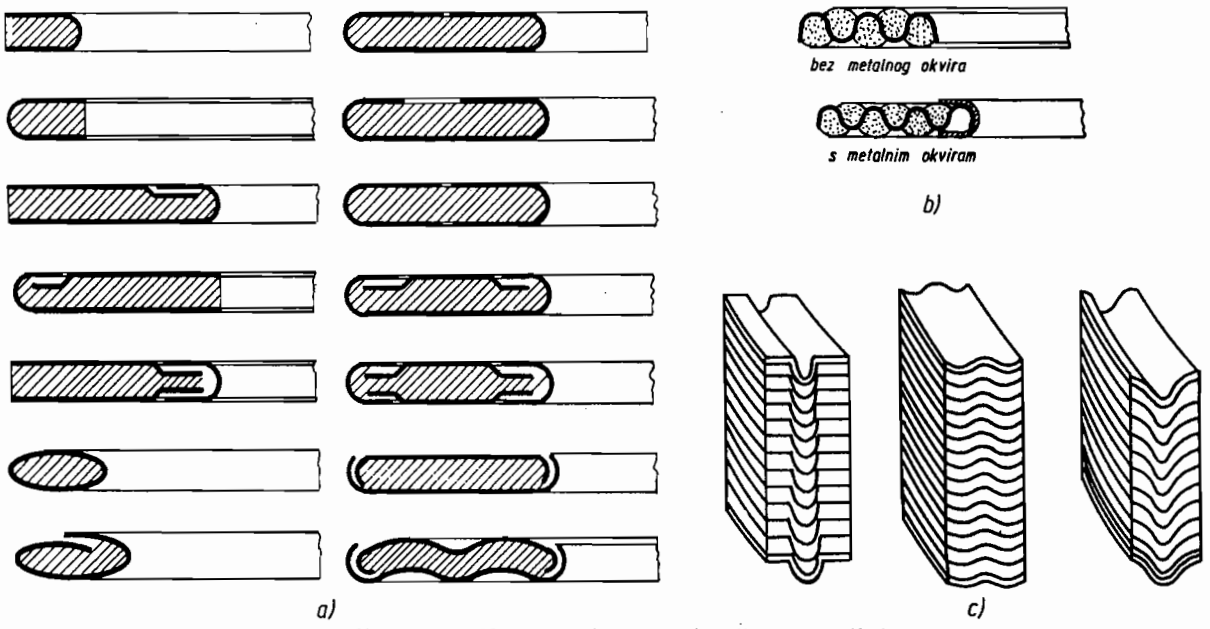
Meke brtve mogu biti od jednog dijela ili sastavljene (dijeljene), slika 457. Na slici 458 prikazana je plosnata meka brtva od gume.

Oblikovanje površina koje se brtve *mekim plosnatim brtvama* vrši se zavisno od nazivnog tlaka, kako to pokazuje slika 459. Ravne naležne površine mogu se upotrijebiti i za veće tlakove, s tim da debljina mekih brtvi bude 1 do 2 mm, a za veće tlakove i manja.

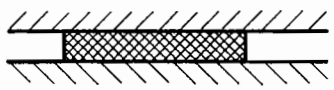
Brtve izrađene od više materijala, (slike 460a, b, c), kombinacija su od metalnih okvira ili uložaka izrađenih od bakarnog, mesinganog, olovnog, aluminijskog, nikaljnog ili čeličnog lima, te ispune od mekog materijala za brtvenje.



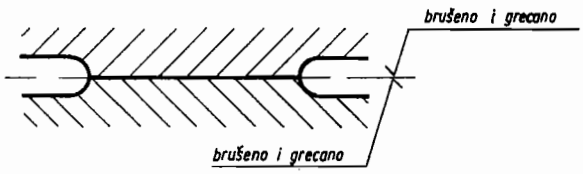
Slika 459. Plosnate brtve
a) prirubnica sa ravnom radnom površinom; *b*) prirubnica s utorom i perom; *c*) prirubnica s izdankom; *d*) prirubnica za brtvenje cijevi prema cijevi



Slika 460. Plosnate brtve od više materijala
a) kombinacija mekog brtvila i limene obloge (različiti oblici presjeka); *b*) kombinacija mekog brtvila i kostura od valovitog materijala; *c*) brtve izrađene od profiliranih traka s uloženim azbestnim trakama



Slika 461. Plosne brtve, tvrde (shematski prikaz)



Slika 462. Brtvenje bez brtvi, obrađena površina nalijeganjem

Brtvama izrađenim od više materijala želimo postići

1. povećanje čvrstoće i trajnosti (češće rastavljanje) ugradnjom skeleta, upotrebom odgovarajućih punila ili obloge,
2. povećanje kemijske otpornosti (oblogom od kemijski otpornijeg materijala),
3. smanjenje trenja (impregnacijom),
4. akumulaciju maziva (uranjanje u maziva ili punjenje maziva u šupljinu brtve),
5. postizanje nepropusnosti plinova (uranjanjem u odgovarajuće materijale ili ugradnjom dogovarajućih ploča).

Plosnate tvrde brtve, (sl. 461) izrađuju se pretežno od metala visoke elastičnosti, da bi mogle izdržati visoke sile predzatezanja. Otpor prema promjeni oblika ne smije biti previsok, da bi se plastičnom deformacijom mogle izravnati neravnine brtvenih površina. Oblikovanje brtvi i površina brtvenja slično je kao kod plosnatih mekih brtvi.

Brtvenje bez brtvi vrši se brušenjem i grecanjem brtvenih površina, koje naliježu neposredno jedna na drugu. Prednost takvog brtvenja je u tome da se spoj može proizvoljno mnogo puta rastaviti. Ovim načinom brtvenja moguće je točno održavanje mjera brtvenog spoja, ne može doći do zakošavanja pogrešnim pritezanjem, pogonsko sredstvo ne može biti onečišćeno, a ne postoji ni opasnost od razaranja. Nedostaci su u tome što su za brtvenje materijala velike otpornosti prema promjeni oblika potrebne velike sile da bi se izazvale neophodne plastične deformacije naležnih površina. Brižljivom obradom naležnih površina mogu se potrebne sile održati u prihvatljivim granicama. Na slici 462 shematski je prikazan ovaj način brtvenja.

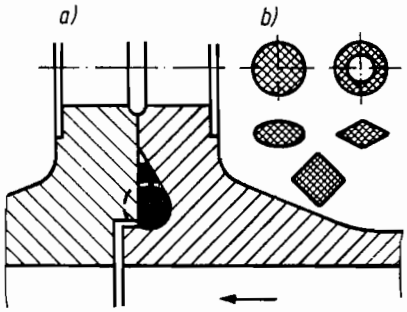
Brtvenje profilnim brtvama

a) S pretežno elastičnim deformacijama

Dok kod plosnatih brtvi tlak djeluje na određenu površinu, kod profilnih brtvi se tlak koncentrira na relativno malu površinu (veličina površine ne može se točno definirati), zavisnu od opterećenja. Podjela na brtve s pretežno elastičnim ili pretežno plastičnim deformacijama govori o tome da se grupe preklapaju.

Kod spojeva koje treba češće rastavljati, brtva smije biti samo elastično deformirana.

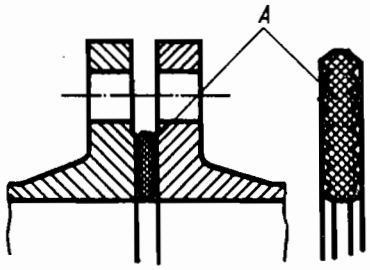
Meke profilne brtve izrađuju se od gume i azbesta. Kod mekih profilnih brtvi imaju elastično-plastične deformacije u okviru predviđenog prostora određeno značenje. Na slici 463a prikazana je brtva od gume okrugla presjeka. Prvotni okrugli presjek prilagođuje se kod pritezanja vijaka sve više posebnom



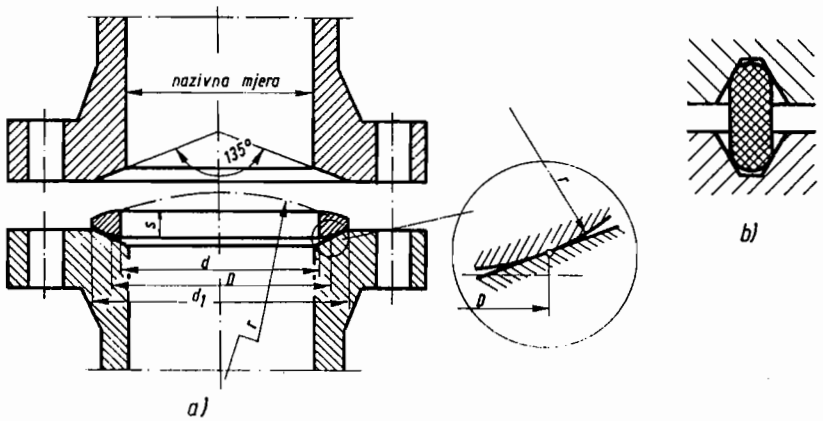
Slika 463. Meke brtve: *a*) prirubnica s utorom za okruglu gumenu brtvu; *b*) oblici mekih brtvi

obliku između dviju prirubnica. To prilagođavanje ide sve dotle dok prirubnice ne sjednu jedna na drugu, kada daljnja deformacija nije više moguća. Prostor izrađen između prirubnica oblikovan je tako da tlak medija u cjevovodu deformira brtvu, zavisno od tlaka još dalje, poboljšavajući na taj način efekt brtvenja. Uobičajeni oblici brtvi prikazani su na slici 463b. Kod

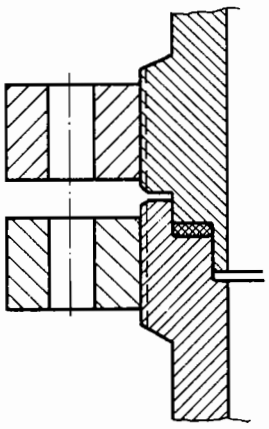
profiliranih brtvi u obliku češlja (sl. 464) dolazi do nalijeganja na koncentričnim naležnim površinama, na kojima se time povećavaju specifični pritisci. Time se ispupčenja brtve prilagođuju neravninama naležnih površina. Šupljine se ispunjavaju grafitnom pastom ili tankim It–brtvenim materijalom.



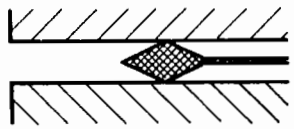
Slika 464. Prirubnica s glatkom naležnom površinom i brtvom u obliku češlja



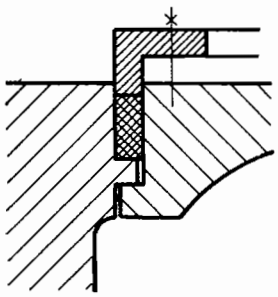
Slika 465. Tvrde profilne brtve
a) prirubnica s utorom za lećastu brtvu; *b*) utor u prirubnici za prstenastu (Joint) brtvu



Slika 466. Brtvenje tečenjem materijala



Slika 467. Brtvenje brtvom u obliku romba izrađenog od mekog željeza



Slika 468. Princip brtvenja otvora pomoću brtvenica

Tvrde profilne brtve izrađuju se od mekog željeza (armco) i legiranog čelika, bakra i lakih metala. Dodir u liniji kod neopterećene brtve prelazi opterećenjem u površinski dodir. Ta površina ne smije biti preuska zbog opasnosti da korozija ne prouzroči propusnost. Često se izrađuju kao profilne brtve, da bi snizile sile potrebne za pritezanje. Glavni oblici *tvrdih profilnih brtvi* prikazani su na slikama 465a i b. Materijal se bira zavisno od pogonske temperature. Osim toga je potrebno da pretežni dio elastičnih i plastičnih deformacija kod pritezanja bude u samoj brtvi.

b) S pretežno plastičnim deformacijama

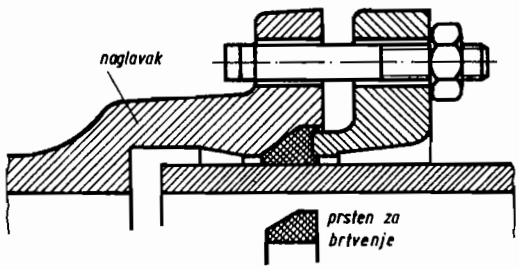
Za *brtvenje tečenjem materijala* (sl. 466) upotrebljavaju se meki metali (aluminij, bakar, a na nižim temperaturama i guma), a brtve se ulažu u posebno oblikovan zatvoren prostor. Brtva se tlačenjem dovodi u stanje tečenja i djeluje kao tekućinom zatvoren prostor, zabrtvljujući sve putove za prolaz.

Za *brtvenje pomoću brtvi u obliku romba* (sl. 467) upotrebljava se meko željezo (armco). Bez obzira na visoku čvrstoću materijala brtve, dolazi zbog oštrog brida brtve do tečenja materijala, a time i do dobrog i točnog nalijeganja naležnih površina i pri relativno slabom tlačenju. Rezultati su to bolji što je zašiljenost veća.

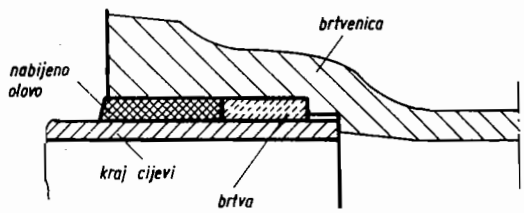
Brtvenje brtvenicama

Brtvenicama se brtve visokotlačne posude. Prostor između poklopca i stijenke visokotlačne posude zatvoren je u obliku brtvenice (sl. 468). Sile poklopca preuzete su od stijenke posude.

Elastično brtvenje brtvenicama (sl. 469) vrši se gumenim prstenom koji se djelovanjem čeličnog prstena tlači. Takvo elastično spajanje cijevi ne omogućava preuzimanje uzdužnih sila, ali omogućava kutne i male uzdužne deformacije.



Slika 469. Elastično brtvenje brtvenicama



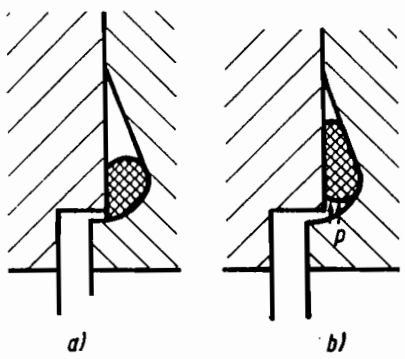
Slika 470. Kruto brtvenje brtvenicama

Kruto brtvenje brtvenicama (sl. 470). Uže namočeno u bitumen ili katran nabija se u prostor brtvenice i zatvara nabijanjem olova. Olovo preuzima sile koje djeluju na brtvenicu prianjanjem uz hrapave površine livenih cijevi. Mala elastičnost olova omogućuje samo male deformacije cijevnog voda.

Brtvenje ostvareno pretežno pogonskim tlakom (Automatsko brtvenje)

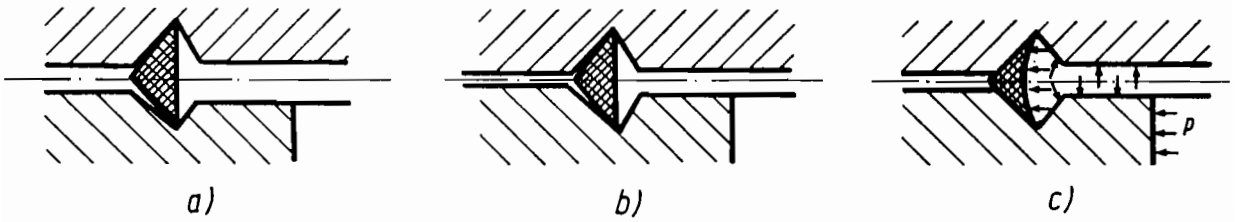
Pod *automatskim brtvenjem* podrazumjevamo takovo kod kojeg potrebne sile brtvenja daje sam pogonski tlak. Za razliku od dosada spomenutih načina brtvenja, ovdje s porastom pogonskog tlaka raste efekt brtvenja.

Meke brtve su okrugli prsteni (0-prsteni) od gume. Pri ugradnji se deformiraju za oko 1/10 promjera prstena. Za vrijeme pogona unutarnji tlak tlači prstene na bokove utora, slika 471.



Slika 471. Brtvenje okruglim brtvama: *a*) deformirana brtva; *b*) stlačena brtva unutarnjim pogonskim tlakom

Tvrde brtve (delta-brtve) su čelični prsteni stožasta oblika, uloženi u utorima stijenke i poklopca. Princip djelovanja vidljiv je na slici 472. Prsten se djelovanjem unutarnjeg pogonskog tlaka deformira i tlači na kvalitetno obrađene površine utora. Za brtvenje potrebne su male deformacije.



Slika 472. Brtvenje pomoću tzv. DELTA-prstena:
a) neopterećeno; *b*) predopterećeno; *c*) opterećeno pogonskim tlakom

13.3. Dunamičke brtve, dodirno brtvenje strojnih dijelova koji se okreću ili se kreću tamo-amo

Kod svake *dodirne brtve strojnih dijelova koji se kreću* treba u principu zatvoriti tri moguća prolaza: *između vratila ili motke i brtve, između brtve i kućišta, te kroz samu brtvu.* Shematski prikaz mogućih načina brtvenja dijelova koji se kreću prikazan je na slici 473. U odnosu na gibanja, razlikujemo *brtvenje rotirajućih strojnih dijelova* i *brtvenje dijelova koji se kreću tamo-amo.* Neki načini brtvenja omogućuju istodobno brtvenje i rotirajućeg gibanja i gibanja tamo-amo.

U odnosu na glavne putove mogućeg prolaza medija, zavisno od relativnog gibanja između cilindričnih radijalnih površina, možemo podijeliti brtve u dvije glavne grupe:

1. *Glavno brtvenje na cilindričnoj brtvenoj površini.* Brtva stoji, a relativno gibanje je između vratila, odnosno motke i brtve.

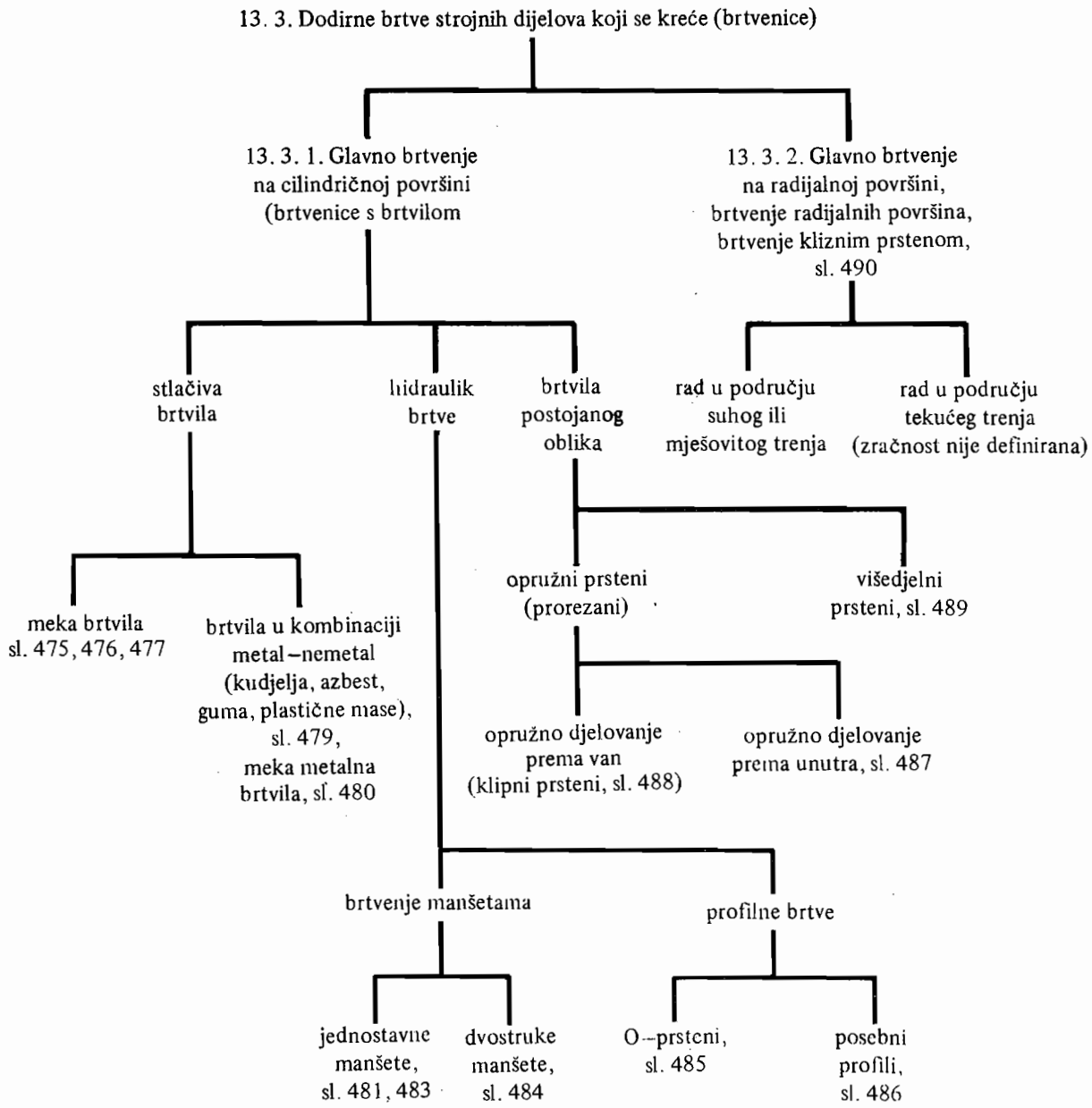
   Glavno (primarno) brtvenje je ono koje se odnosi na mogući prolaz medija između vratila, odnosno motke. Sporedno (sekundarno) brtvenje je ono između brtve i kućišta.

2. *Glavno brtvenje na radijalnoj brtvenoj površini.* Brtva se okreće zajedno s vratilom, relativno gibanje je između brtve i kućišta.

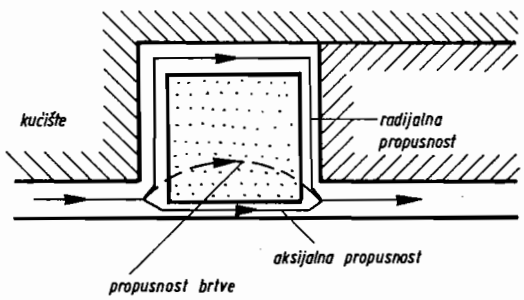
   Glavno (primarno) brtvenje je ono koje se odnosi na mogući prolaz medija između brtve i kućišta. Sporedno (sekundarno) brtvenje je ono između vratila i brtve.

Glavno brtvenje treba da osigura nepropusnost između površina velike relativne brzine, a sekundarno djeluje gotovo mirno.

Teoretska osnova brtvenja pokretnih dijelova počiva, slično kao i kod brtvenja nepokretnih dijelova, na molekularnim silama graničnih slojeva. Na slici 474 pokazani su putovi kojima nastoji medij dodirne brtve teći u smjeru pada tlaka. Ujedno ta slika pokazuje koje sve putove mogućeg tečenja medija treba zatvoriti brtvenjem.



Slika 473. Shematski prikaz mogućih načina brtvenja dijelova koji se kreću



Slika 474. Shematski prikaz mogućih propusnosti dijelova koji se kreću

13.3.1. Brtvenje brtvilom

Ovaj način brtvenja jedan je od najstarijih, kojim se brtve uzdužno pokretljive motke (klipnjače). Prema načinu djelovanja dijelimo ovu grupu na:

Stlačive brtve, kod kojih se brtveni efekt postiže poprečnim deformacijama dobivenim tlačenjem na brtvilo.

Brtve postojana oblika (tvrda brtvila), kod kojih se potreban tlak brtvenja ostvaruje pomoću pogonskog tlaka medija.

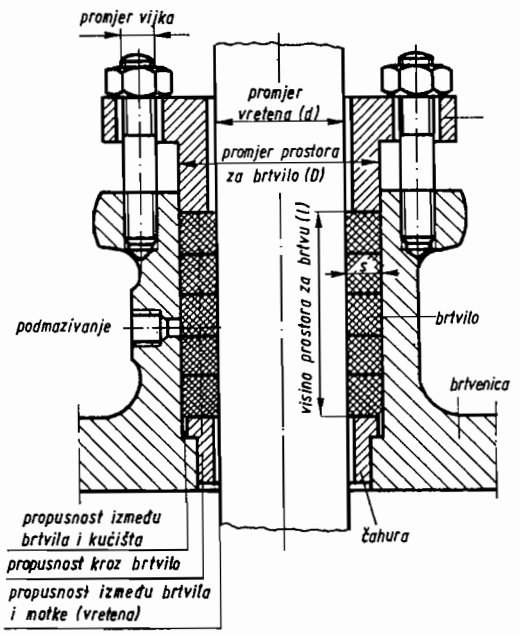
Automatske brtve (hidraulik brtve), kod kojih se potreban tlak brtvenja ostvaruje pogonskim tlakom.

Stlačiva brtvila

Brtvenice s mekim brtvilom postižu potreban tlak brtvenja vanjskom silom, prema primjeru na slici 475, vijcima. Plastičnom deformacijom brtvila dobiva se radijalni tlak brtvenja, koji smanjuje zračnost između brtvila i motke i brtvila i kućišta na mjeru potrebnu za brtvenje. Da brtveni medij ne bi izlazio, potrebno je da tlak brtvenja bude veći nego tlak medija koji se brtvi.

Brtvilo se sastoji od pletenog, namotanog ili slaganog materijala (pamuk, kudjelja, azbest, staklena vuna), impregniranog različitim sredstvima za impregniranje (*suha* impregnacija: grafitom, molibdendisulfidom, kaučukom, plastima; *masna* impregnacija: lojem, mašću, uljem). Pletenice brtvila mogu biti kvadratna ili okrugla presjeka.

Pritezanjem vijaka dobivamo na prirubnici silu F_r koja izaziva aksijalno naprezanje:



Slika 475. Brtvenica s mekim brtvilom

$$\sigma_a = \frac{4 F_r}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \qquad (534)$$

σ_a u N/mm² aksijalno naprezanje brtve,
D u mm vanjski promjer brtve,
d u mm unutarnji promjer brtve.
F_r u N sila koja se pritezanjem vijaka prenosi na prirubnicu.

Deformabilnošću brtvila javlja se radijalno naprezanje:

$$\sigma_r = k \cdot \sigma_a \qquad (535)$$

σ u N/mm² radijalnim naprezanjem stvoreni tlak brtve,
k faktor koji proizlazi iz odnosa aksijalnog i radijalnog naprezanja, a uvjetovan je trenjem između brtvila i motke i trenjem brtvila u kućištu.

Efekat brtvenja i veličina trenja u brtvenicama s mekim brtvilom zavise od mnoštva utjecajnih faktora, među koje spadaju:

Brtvilo. Sastav materijala, način pletenja, način prerade, tvrdoća, kvalitet površine, oblik i dimenzije, deformabilnost, temperaturni utjecaji, relaksaciono ponašanje, spadaju među one faktore brtvila koji utječu na radijalna naprezanja i tok pada tlaka medija.

Vratilo odnosno *motka i kućište*, utječu dimenzijama, kvalitetom površinske obrade, materijalom.

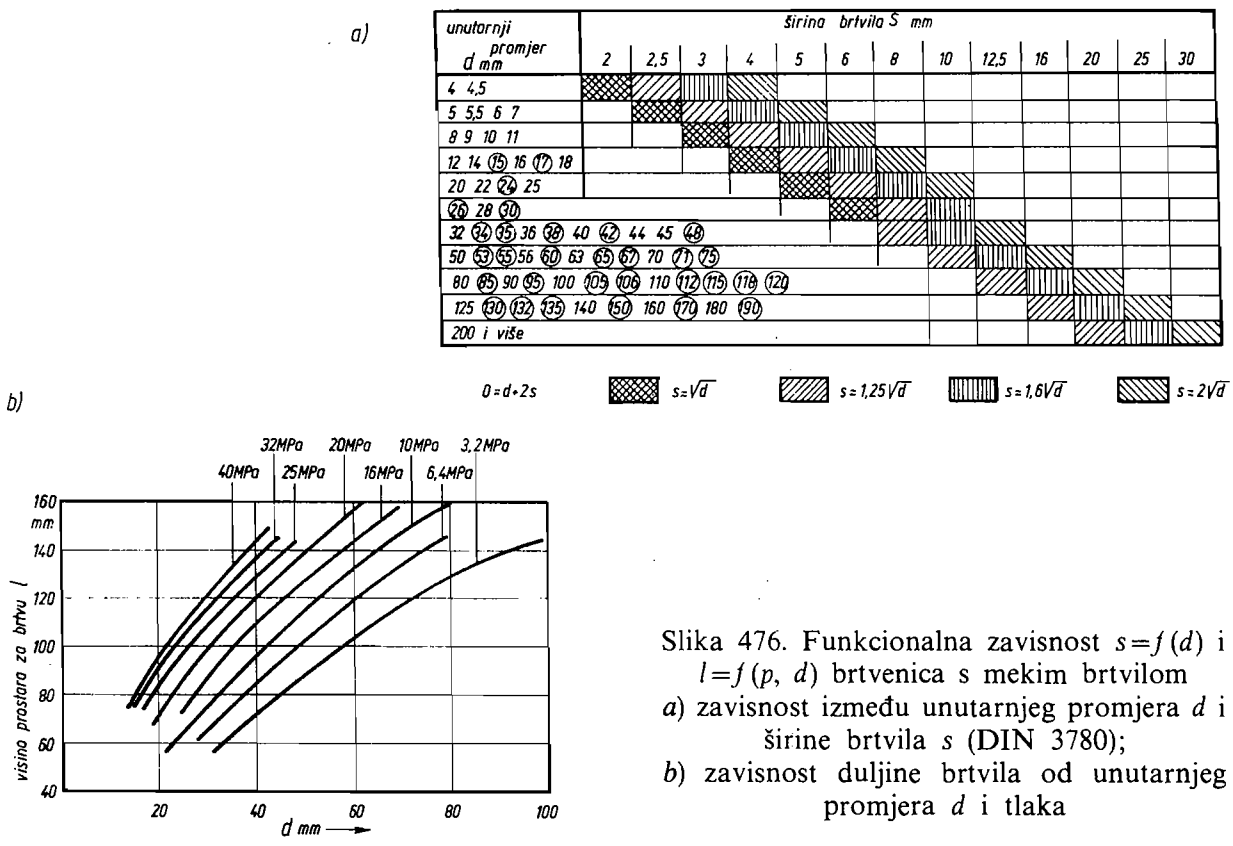
Medij utječe sastavom i viskoznošću.

Pogonski uvjeti nose sa sobom utjecaje ugradnje, tlaka, temperature, brzine vrtnje, stanja istrošenosti.

Vanjski uvjeti nose sa sobom utjecaje predprešanja inicijalnog naprezanja, vremena i načina djelovanja.

Specijalni oblici i dopunski uređaji brtvi i brtvenica. Ovamo spadaju dodatno podmazivanje, hlađenje, upotreba različito tvrdih prstena, upotreba opruga itd.

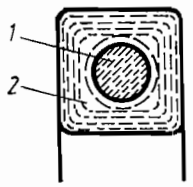
Zbog nabrojanih utjecaja, proračun brtvenja s mekim brtvenicama veoma je otežan.



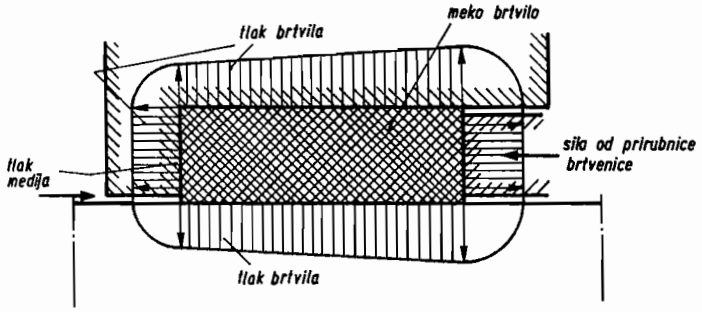
Slika 476. Funkcionalna zavisnost $s=f(d)$ i $l=f(p, d)$ brtvenica s mekim brtvilom
a) zavisnost između unutarnjeg promjera d i širine brtvila s (DIN 3780);
b) zavisnost duljine brtvila od unutarnjeg promjera d i tlaka

Praksa je pokazala da način ugradnje, odnosno montaže, odlučujuće utječe na ponašanje brtvenica s mekim brtvilom. Iz dosadašnjih iskustava i rezultata dobivenih pokusom dane su prema DIN 3780 zavisnosti $s=f(d)$ i $l=f(p, d)$ na slikama 476a i b.

Meka brtvila su pleteni ili motani konopci ili prsteni kvadratna ili okrugla presjeka od kudjelje, pamuka, azbesta, klobučine, pluta, kože, gume i umjetnih materijala (teflon, fluon). Zbog smanjenja trenja i protiv kemijskih utjecaja, te za zatvaranje šupljina u brtvilu, dodaju se prstenima, odnosno konopcima, mast, ulje, parafin, vazelin i dodaci grafita i molikota. Često se upotrebljava i kombinacija: gumena jezgra, pleteni pamučni namotaji, slika 477.

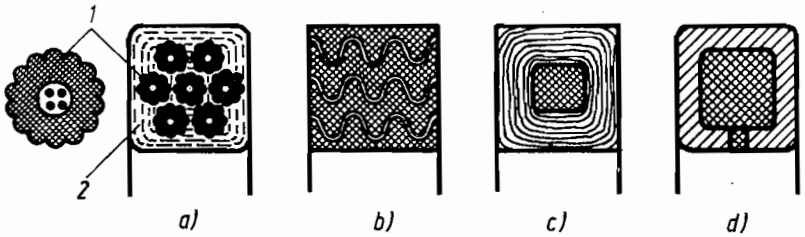


Slika 477. Meka brtva s gumenom jezgrom *1* i pamučnim pletivom *2*

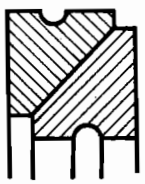


Slika 478. Shematski prikaz prostora i načina djelovanja meke brtve

Među *stlačiva brtvila* u kombinaciji metal-nemetalni materijali i meka metalna brtvila spadaju brtvila različite konstrukcije, kao što su: metalni šuplji prsteni punjeni mazivom, punilom od elastičnih uložaka ili ravnih, odnosno profiliranih metalnih prstena, kombiniranih s mekim materijalom. Posebno svojstvo takvih brtvila je da mogu služiti i za vođenje. Na slici 478 prikazan je način djelovanja meke brtve. Na slici 479 prikazane su metal-nemetalne brtve, a na slici 480 meka metalna brtva.



Slika 479. Metal-nemetalne brtve
a) s metalnim žicama; *b*) s metalnim lamelama; *c*) s metalnim folijama; *d*) s metalnim šupljim prstenom



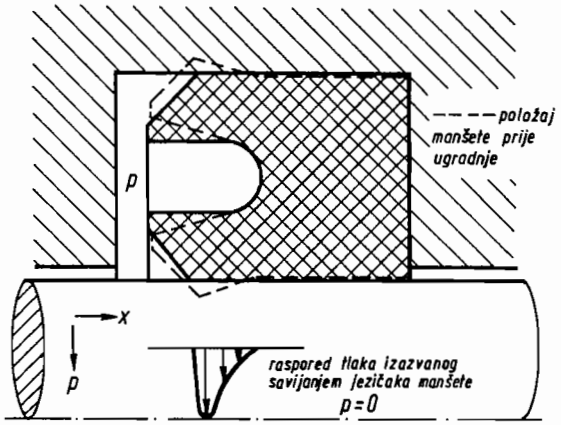
Slika 480. Meka metalna brtva

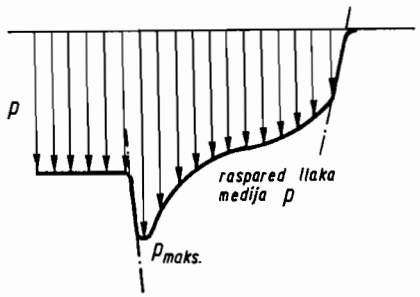
Meka metalna brtva izrađuje se u obliku stožastih prstena od metala dobrih deformabilnih svojstava. Zbog metalnih površina dodira potrebno je dobro podmazivanje.

Hidraulik brtve (Brtve s automatskim djelovanjem)

Prilikom ugradnje brtve daje se određeno predopterećenje. Pogonskim tlakom dolazi do nalijeganja brtve na vratilo, odnosno motku.

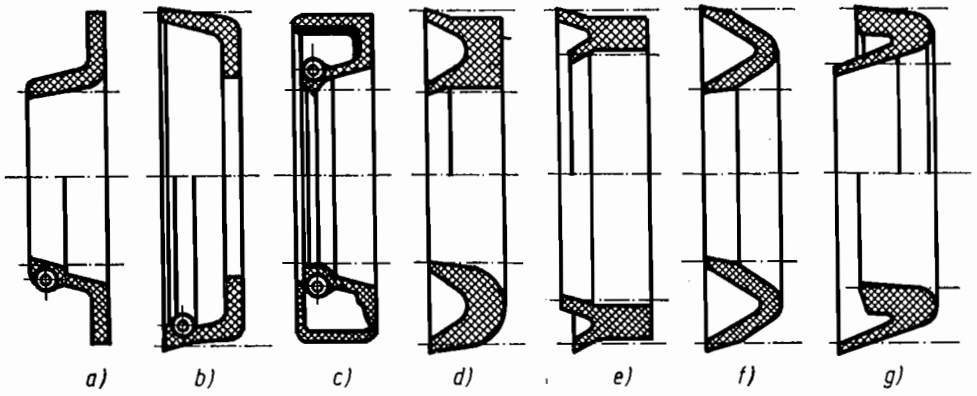
Brtvenje manšetama. Način djelovanja manšete prikazan je na slici 481. Na slici 482 a do d prikazani su različiti oblici manšeta. Na slikama 483 i 484 prikazani su primjeri ugradnje. Osim oblika prikazanih na slici 482, ulaze ovamo i profilne brtve (0-prsteni, X-prsteni i kvadratni prsteni), slike 485 i 486.

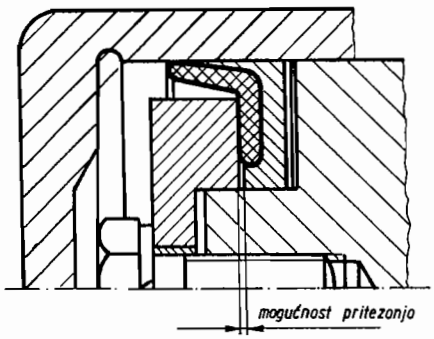




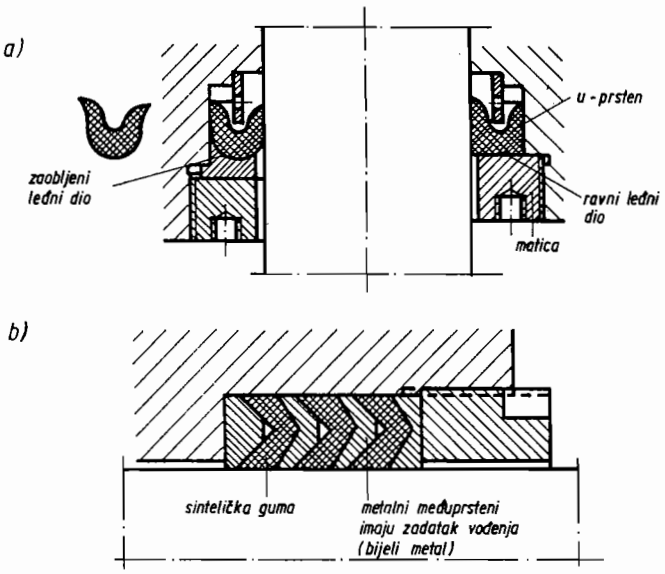
Slika 481. Način djelovanja manšete pri brtvenju

Slika 482.
Manšete za brtvenje
a) u obliku šešira;
b) u obliku lonca;
c) manšete za brtvenje vratila;
d) i *e*) manšete s utorom;
f) manšete u obliku strehe;
g) manšete s usnicama

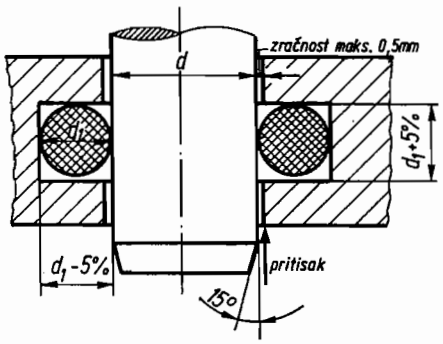




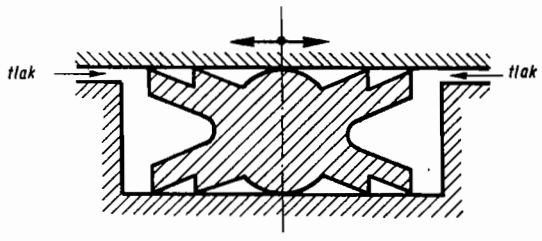
Slika 483. Jednostavna manšeta u obliku šešira



Slika 484. Primjer ugradnje dvostruke manšete
a) s ravnim i zaobljenim leđnim dijelom;
b) manšete od sintetičke gume u obliku strehe



Slika 485. Brtvenje O-prstenom



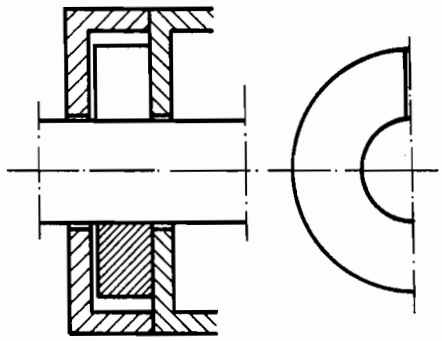
Slika 486. Brtvenje OV-prstenom

Brtvenje vratila. Za brtvenje vratila pri niskom tlaku upotrebljavaju se radijalne brtve, čiji je cilj da spriječe izlazak medija svake vrste, te ulazak plinova, prašine, para. Prikazane su na slici 263, a dimenzije su dane u tablici 88.

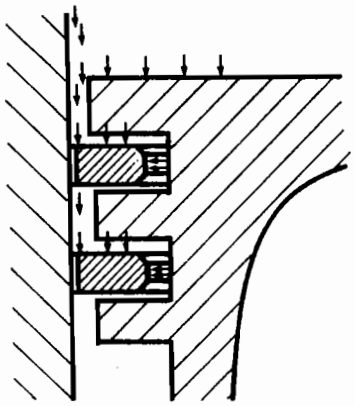
Brtvila postojanog oblika

Za razliku od brtvila koja se deformiraju, ostvaruje se brtvenje brtvilima postojana oblika svođenjem presjeka propusnosti na najmanju moguću mjeru i dobrim prilagođavanjem obiju brtvenih površina.

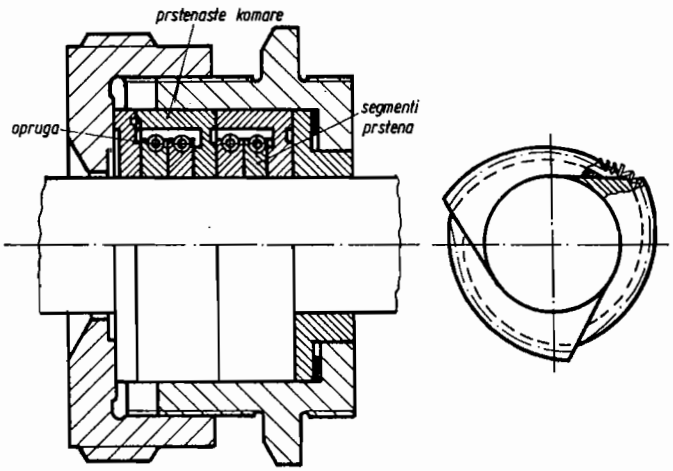
Materijal su legure bijele kovine, specijalne bronce, sivi lijev, umjetni ugalj, sinterirani i umjetni materijali. Upotrebljavaju se za brtvenje u teškim uvjetima rada (visoke temperature, visoki tlak i velike brzine).



Slika 487. Prorezani prsten s opružnim djelovanjem prema unutra, za visoke temperature



Slika 488. Prorezani prsten s opružnim djelovanjem prema van (klipni prsten)



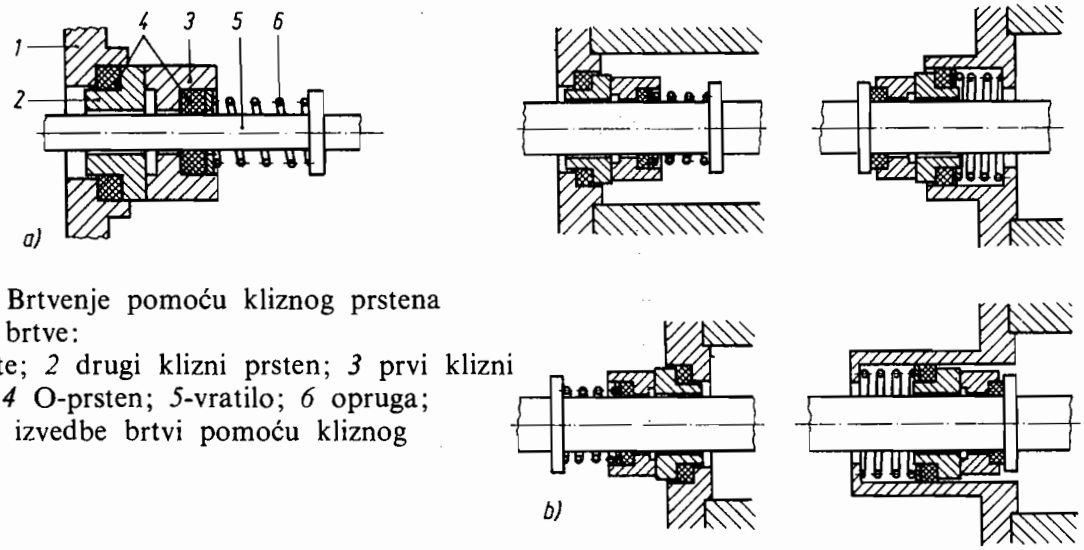
Slika 489. Višedjelni prsten s oprugom

Brtvila postojana oblika sastoje se bilo od prorezanih prstena s opružnim djelovanjem prema unutra (sl. 487), bilo od opružnih, djelovanjem prema vani (sl. 488) (klipni prstenovi), ili od višedjelnih oprugom držanih segmenata prstena (sl. 489). Ugrađuju se u prstenaste komore da bi se omogućila radijalna pokretljivost. Upotrebljavaju se za brtvenje klipnjače parnih strojeva, disel-motora i kompresora. Za brtvenje vratila vodenih turbina, centrifugalnih pumpi i malih turbina prsteni mogu biti od grafita.

13.3.2. Brtvenje kliznim prstenom

Razlikuju se u osnovi od ostalih brtvi. Brtvena površina je u ravnini okomitoj na os vrtnje, a ne na cilindričnoj površini vratila.

Namijenjene su isključivo rotirajućim strojnim dijelovima, pretežno za brtvenje tekućine (ali mogu brtviti plinove i pare), na temperaturi do 200 °C (i više). Upotrebljavaju se kod centrifugalnih pumpi, zupčastih pumpi, bubnjeva za sušenje, miješalica. Gubici zbog propusnosti su niski, nije potrebno posebno održavanje, a efekt brtvenja nezavisan je od trošenja, te malog aksijalnog i radijalnog pomicanja vratila.



Slika 490. Brtvenje pomoću kliznog prstena
a) dijelovi brtve:
1 kućište; *2* drugi klizni prsten; *3* prvi klizni prsten; *4* O-prsten; *5*-vratilo; *6* opruga;
b) različite izvedbe brtvi pomoću kliznog prstena

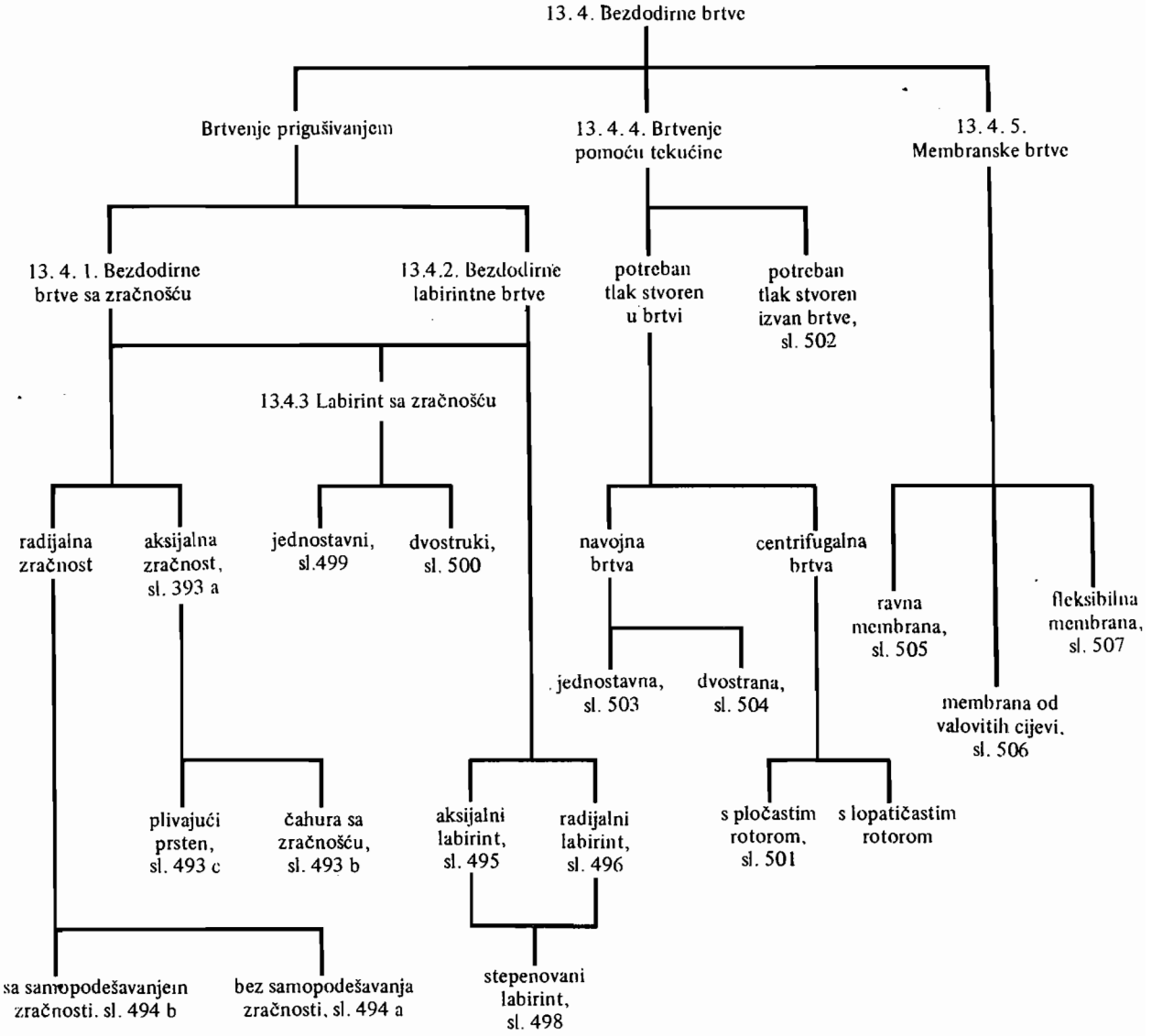
Brtvenje pomoću kliznog prstena prikazano je na slici 490a, a na slici 490b prikazane su izvedbe brtvi pomoću kliznog prstena. Aksijalnom silom tlači se okretni klizni prsten prema prstenu koji stoji, ili obratno. Time se postiže radijalno brtvenje na paralelnim radijalnim plohama. Aksijalna propusnost između prstena i vratila brtvi se pomoću 0-prstena ili manšete. Da bi se postigla paralelnost čeonih kliznih ploha, mogućnost uzdužne dilatacije aparata i dijelova kliznih prstena, te mogućnost izravnanja zbog trošenja kliznih ploha, mora postojati bar jedan elastičan dio – membrana, opruga, profilirani gumeni dio.

13.4. Bezdodirne brtve

Bezdodirne brtve karakterizirane su time što u pogonskom stanju ne dolazi do dodira između brtvenih površina koje se kreću i onih koje stoje, a pri tome postoji određena zračnost. Činjenica da postoji određena zračnost, odvaja ove brtve od onih dodirnih brtvi kod kojih u pogonu dolazi zbog tekućeg trenja (npr. mnoge klizne brtve) također do zračnosti, ali zračnost u tom slučaju nije unaprijed određena.

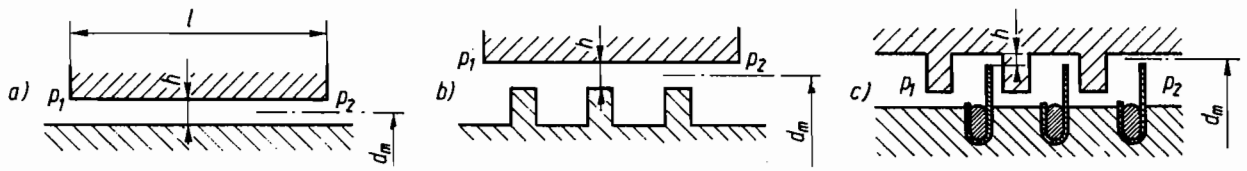
Klasične brtve ove grupe rade na *principu strujanja* ili na *principu prigušivanja*. U ovom slučaju tlak kojeg treba brtviti snižava se trenjem i, odnosno ili,

vrtloženjem izazvanim strujanjem. Karakteristično svojstvo tih brtvi je da one ne brtve potpuno. Takve brtve možemo podijeliti na one koje *rade sa zračnošću* i one koje *rade kao labirintne.* Jedna međugrupa su brtve čija svojstva leže negdje između onih koje rade sa zračnošću i onih koje rade kao labirintne, a to su *labirintne brtve sa zračnošću.*



Slika 491. Pregled brtvenja pomoću bezdodirnih brtvi

Na slici 491 je pregled bezdodirnih brtvi. Takve brtve upotrebljavaju se tamo gdje se javljaju velike relativne brzine, koje bi kod primjene dodirnih brtvi izazvale veliko trenje i habanje. Problem podmazivanja i održavanja stvarao bi velike poteškoće.



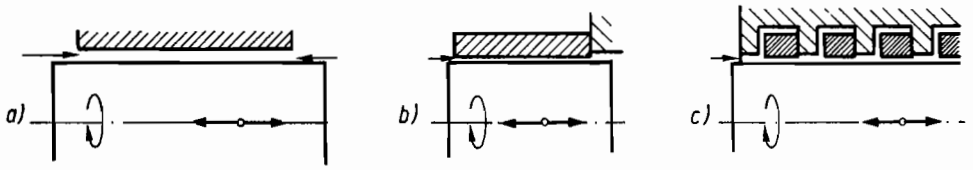
Slika 492. Osnovni oblici bezdodirnih brtvi
a) brtvenje zračnošću; *b*) brtvenje zračnošću i labirintom; *c*) brtvenje labirintom

Bezdodirne brtve razvile su se uglavnom kod parnih i plinskih turbina, ali se upotrebljavaju i kod vodenih turbina, centrifugalnih pumpi i puhala. Klipni kompresori za suhi zrak i plinove izvode se u obliku labirintnih klipova, da bi se spriječila mogućnost miješanja s uljem. Shematski prikaz *bezdodirne brtve sa zračnošću, labirintne brtve i labirintne sa zračnošću*, dan je na slici 492.

13.4.1. Bezdodirne brtve sa zračnošću

Aksijalne bezdodirne brtve sa zračnošću

To su *najjednostavniji oblici bezdodirnih* brtvi. Zavisno od toga da li je strujanje laminarno ili turbulentno, pad tlaka nastaje unutarnjim trenjem ili unutarnjim vrtloženjem fluida (sl. 493a, b, c). Teškoće pri upotrebi ovdje su u održavanju uskih granica zračnosti. Međutim samocentriranje, za koje se potrebne sile mogu točno izračunati, javlja se kao važno svojstvo zračnosti.

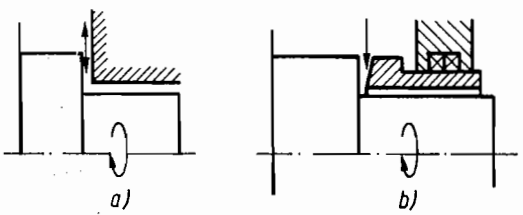


Slika 493. Shematski prikaz bezdodirnih aksijalnih brtvi
a) jednostavna; *b*) s tuljkom; *c*) s plivajućim prstenom

Ako se zračnost na cijeloj duljini ostvaruje samo jednim tuljkom (slika 493b) nastaju konstruktivne poteškoće. Zato se danas ukupna duljina zračnosti dijeli na manje duljine. Iz pojedinih prstena dobivena brtva *plivajućih prstena* može lakše slijediti promjenu položaja vratila ili motki (sl. 493c).

Radijalne bezdodirne brtve sa zračnošću

Radijalne bezdodirne brtve sa zračnošću, a bez mogućnosti nastavljanja zračnosti (sl. 494a) razlikuju se od aksijalnih samo položajem ravnine zračnosti; ovdje je zračnost u vertikalnoj ravnini.



Slika 494. Shematski prikaz bezdodirnih radijalnih brtvi
a) bez mogućnosti nastavljanja zračnosti;
b) s mogućnošću nastavljanja zračnosti

Brtvenje radijalnom zračnošću s automatskim nastavljanjem zračnosti (aksijalno pomične brtvene površine) razvijeno je u posljednje vrijeme (sl. 494b). Automatsko nastavljanje zračnosti može se ostvariti na razne načine, npr. zračnošću koja se smanjuje u smjeru pada tlaka.

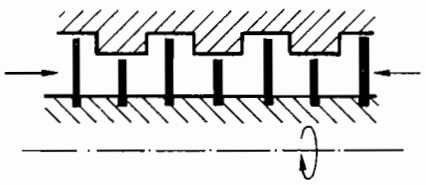
Kod brtvi sa zračnošću količina protjecanja zavisna je od dimenzija zračnosti (širine i duljine), razlike tlaka, viskoznosti medija i kvalitete površinske obrade (hrapavost). Za laminarno strujanje:

$$Q = \frac{(p_1 - p_2) \cdot d_m \cdot \pi \cdot h^3}{\eta \cdot l} \tag{536}$$

p_1 p_2 u Pa	tlak na početku i na kraju zračnosti,
d_m u m	srednji promjer,
h u m	zračnost,
η u Pas	dinamička viskoznost,
Q u m^3/s	količina protjecanja.

13.4.2. Labirintne brtve

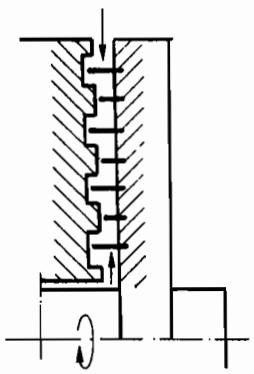
Dobivaju se serijskim razmještajem prigušnih mjesta na kojima se energija tlaka pretvara u energiju gibanja. Stvorena energija gibanja poništava se, zapravo pretvara u slijedećoj komori zbog vrtloženja i udara u toplinsku energiju. Da bi se ostvarilo potpuno vrtloženje, a time prije slijedećeg mjesta vrtloženja i brzina blizu nule, potrebne su promjene smjera. To se postiže pregradnim stijenama (labirintima). Količina protoka zavisi, osim od pada tlaka od širine zračnosti prigušnog mjesta, a prije svega od broja z serijski uzastopno smještenih prigušnih mjesta. Kod nestlačivih medija:



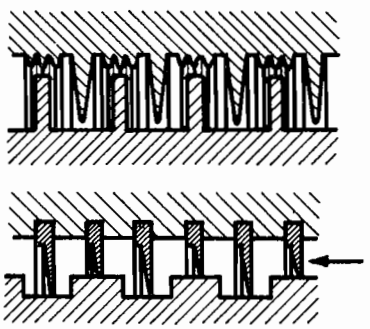
Slika 495. Aksijalna labirintna brtva

$$Q = \varepsilon \cdot d_m \cdot \pi \cdot h \sqrt{2g \frac{H_{uk}}{z}} \tag{537}$$

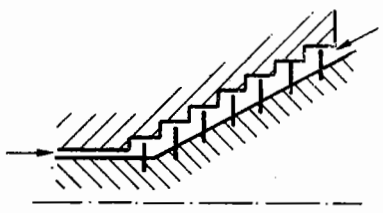
ε	faktor zavisan od Reynoldsova broja utvrđen eksperimentalno, $= \sqrt{\frac{1-(p_2/p_1)^2}{\lambda \cdot l/2h}}$
λ	veličina otpora,
h u m	zračnost,
d_m u m	srednji promjer,
g u m/s^2	ubrzanje pri slobodnom padu,
H_{uk} u m	ukupan pad,
z	broj serijski uzastopno smještenih prigušnih mjesta.
p_1, p_2 u Pa	tlak na ulazu i izlazu iz labirinta.



Slika 496. Radijalna labirintna brtva



Slika 497. Različite izvedbe labirintnih brtvi



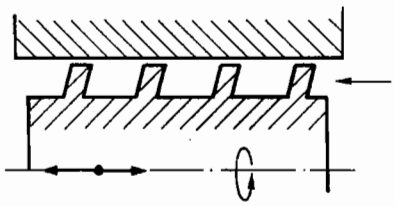
Slika 498. Stepenovana labirintna brtva

Prema položaju prigušnih mjesta razlikujemo aksijalne (sl. 495) i radijalne labirintne brtve (sl. 496). Na slici 497 prikazane su neke konstruktivne izvedbe labirintnih brtvi, a na slici 498 konstruktivno rješenje *aksijalnog labirinta* i *radijalnog stepenovanja.*

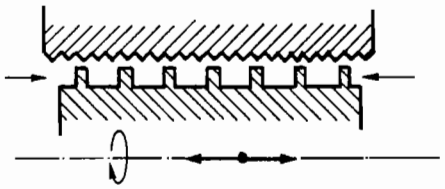
13.4.3. Labirintne brtve sa zračnošću

Predstavljaju sredinu između brtvenja pomoću zračnosti i pravog labirintnog brtvenja. Pri tome postoje prigušna mjesta s manjom ili većom brzinom. Protoci su kod ovih brtvi niži nego kod brtvi sa zračnošću. Prednost je u nesmetanoj međusobnoj aksijalnoj pomičnosti.

Prema učešću površina brtvenih zračnošću određeno je ponašanje brtve kao više slično brtvenju zračnošću, odnosno više slično labirintnom brtvenju. Zbog mnogih utjecajnih veličina danih načinom oblikovanja zračnosti, određivanje propusnosti nije moguće bez pokusa, što čini razliku u odnosu na prethodne brtve.



Slika 499. Jednostavna labirintna brtva

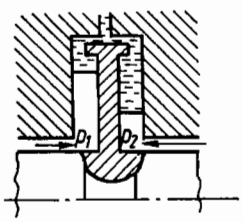


Slika 500. Dvostruka labirintna brtva

Ovaj način brtvenja, koji označavamo kao *jednostavni labirint, nenazubljeni labirint*, upotrebljava se često tamo gdje bi pravi labirint, zbog zadiranja prigušnih mjesta, prouzročio montažne poteškoće ili ne bi uopće bio primjenljiv, kao što je brtvenje strojnih dijelova sa gibanjem tamo-amo. Na slici 499 prikazana je jednostavna, a na slici 500 dvostruka labirintska brtva sa zračnošću.

13.4.4. Brtvenje pomoću tekućine

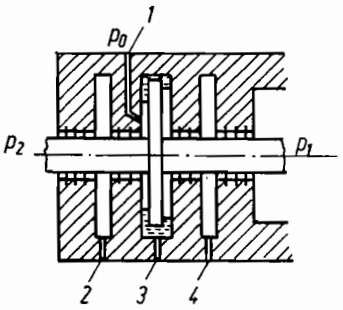
Za potpuno brtvenje, kao što je npr. potrebno kod brtvenja otrovnih medija, upotrebljava se tekućina kao sredstvo za zatvaranje prolaza medija koji se brtvi. Kod brtvenica se potreban tlak za brtvenje ostvaruje u samoj brtvi, a kod brtvenja pomoću tekućine dovodi se taj tlak tekućini izvana. Za niski tlak kojeg treba brtviti dovoljna je statička visina tekućine kojom se brtvi. Tlak se može povećati upotrebom žive.



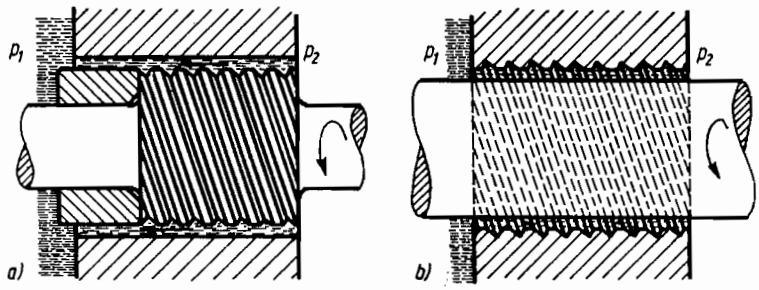
Slika 501. Brtvenje pomoću vodenog prstena

Za brtvenje pomoću vodenog prstena (sl. 501) upotrebljava se za stvaranje potrebnog tlaka centrifugalna sila. Nivo tekućine postavlja se u zavisnosti od razlike tlaka. Zračnost može biti relativno velika. Dio tekućine koja se

gubi hlapljenjem treba nadomjestiti novom tekućinom dovedenom izvana. U mirovanju potrebne su pomoćne brtve.

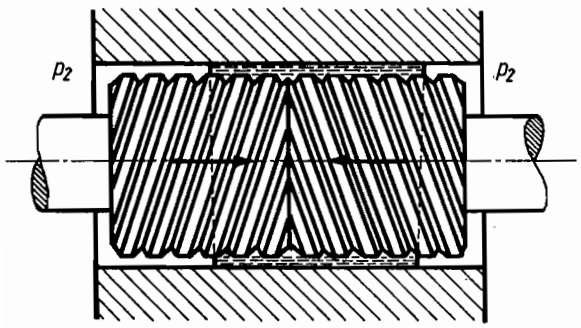


Slika 502. Brtvenje pomoću tekućine s pretlakom
1 ulaz tekućine, *2* ulaz plina koji se brtvi, *3* izlaz tekućine, *4* isisavanje plina

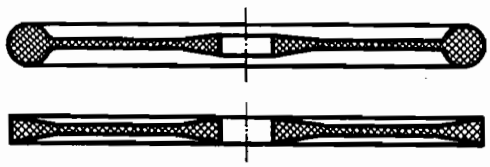


Slika 503. Brtvenje jednostavnim navojem
a) na vratilu; *b*) u kućištu

Kod brtvenja pomoću tekućine u labirintnoj brtvi ili u brtvi sa zračnošću (sl. 502) dovodi se tekućina s pretlakom $p_0 > p_1$ na pogodnom mjestu u brtvu. Na taj način izlaze iz brtve prema van, a i ulaze prema unutra, samo male količine tekućine za brtvenje. Kao medij za brtvenje upotrebljava se ulje (veće viskoznosti pri višem tlaku), u specijalnim slučajevima plin ili para (vakuumske brtvenice parnih turbina). Na slici 503 prikazana je jednostavna brtva s navojem na vratilu ili na kućištu, zvana hidrodinamička brtva, a na slici 504 dvostrana brtva s navojem. Potreban tlak stvara se pomoću navoja koji transportira tekućinu. Ako sam medij koji treba brtviti ima dovoljnu viskoznost i prionljivost, onda za brtvenje nije potreban poseban medij. Povratni transport medija koji treba brtviti pomoću navoja omogućuje brtvenje. U ostalim slučajevima mora se upotrijebiti posebna tekućina za brtvenje, visoke viskoznosti.



Slika 504. Brtvenje dvostranom brtvom s navojem

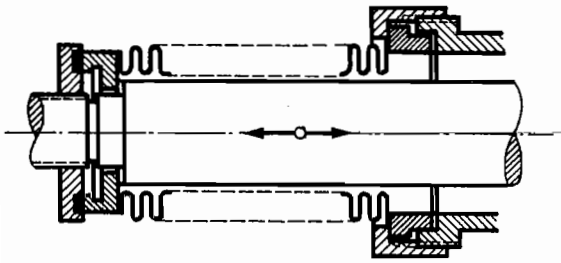


Slika 505. Plosnata membranska brtva

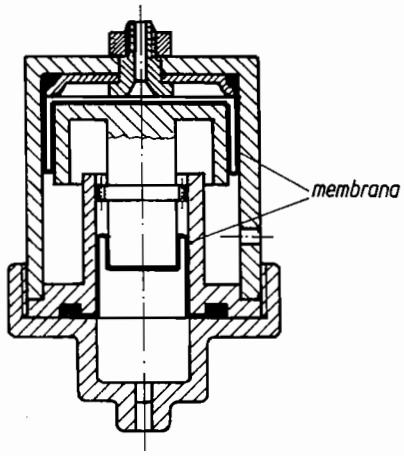
13.4.5. Membranske brtve

Ove se brtve mogu samo uvjetno ubrojiti u bezdodirne brtve. One su zapravo posebna grupa brtvi. Za dijelove koji se kreću tamo-amo s malim brojem hodova u jedinici vremena upotrebljavaju se dijelovi koji se mogu jako deformirati – valovite cijevi, membrane od tombaka, mesinga, nemetala, nehrđajućeg čelika, umjetne gume, koje povezuju pomični dio s dijelom koji stoji. Prednost tih brtvi je potpuna nepropusnost. Kod okretnih gibanja može se ovim brtvama ograničeno brtviti.

Za gibanje tamo-amo brtvenje je potpuno, pa su na taj način brtveni vrlo vrijedni i otrovni mediji.



Slika 506. Membransko brtvenje pomoću valovite cijevi



Slika 507. Brtvenje pregibnom membranskom brtvom

Prema obliku razlikujemo:

Valovite cijevi izrađene od tvrdih materijala (čelik, tombak) ili mekih guma, teflona, upotrebljavaju se najčešće za brtvenje zapornih organa i za najveći tlak. Na slici 506 prikazana je takva brtva od valovite cijevi.

Plosnate ravne i valovite membranske brtve. Poznate su ravne membrane kod membranskih pumpi ili valovite membrane kod manometara. Na slici 505 prikazane su plosnate membrane od gume za male razlike tlaka i male hodove. Ove brtve imaju često pored funkcije brtvenja i funkciju klipa.

Pregibne membrane dolaze u obzir za veće hodove, posebno u području hidrauličke i pneumatske regulacione tehnike. To su tankostijene fleksibilne lončaste posude izrađene od perbunana, s ulošcima. Upotrebljavaju se za brtvenje klipova i vretena. Na slici 507 prikazana je pregibna klipna brtva.

14. CIJEVNI VODOVI I ZAPORNI ORGANI

14.1. Cijevni vodovi

14.1.1. Osnovni pojmovi

Cijevni vodovi služe za transport plinova, tekućina, tjestanih ili sitnozrnastih krutih tvari. Cijevnim vodovima može se prenositi i tlak, pri čemu sam transport sadržine cijevi nema u tom slučaju posebno značenje.

Polazimo li od uređaja za proizvodnju i preradu kemijskih proizvoda, prehrambenih proizvoda, ulja, vode, vidimo da se cijevnim vodovima vrši *transport*, *raspodjela* i *regulacija* raznih vrsta tekućina, plinova i para. Osim toga mogu cijevi da služe i kao osnovni konstruktivni elementi kemijskih postrojenja i izmjenjivača topline.

Cijevi se izrađuju od gotovo svih vrsta materijala, a mogu se upotrebljavati i do najviših tlakova i temperatura.

Cijevi su najčešće *okrugla presjeka*, ali mogu biti i *pravokutne*. Okrugao presjek je u odnosu na pravokutni u prednosti zbog manjih gubitaka pri strujanju i gubitaka topline, a i veće je čvrstoće kod iste vrste materijala. Izrada okruglih cijevi jednostavnija je.

Pod *nazivnim tlakom* prema DIN 2401, odn. JUS M.B6.006, podrazumijevamo onaj tlak u N/mm^2 koji služi kao osnova za proračun dijelova cijevnog voda. *Stupnjevanje nazivnih tlakova* dano je u spomenutom DIN 2401 i JUS M.B6.006.

Pogonski tlak je onaj najveći tlak kojem smiju biti izloženi u pogonu dijelovi cjevovoda dimenzionirani prema nazivnom tlaku. U temperaturnom području od +20 do +120 °C *dopušteni pogonski tlak* jednak je nazivnom tlaku. Na višim temperaturama dopušteni pogonski tlak niži je od nazivnog tlaka. DIN 2401, Bl. 2, daje pregled dopuštenih pogonskih tlakova i nazivnih tlakova u zavisnosti od temperature.

Dolazi li u pogonu do jačih kolebanja tlaka, do prolaznih prekoračenja temperatura, odnosno do dodatnih mehaničkih opterećenja cijevnih vodova (npr. ako je spriječena mogućnost dilatacije cijevnih vodova), treba birati cijevi većeg nazivnog tlaka.

Ispitni tlak dijelova cijevnog voda je tlak zavisan od nazivnog tlaka, a to je tlak kojim proizvođač ispituje proizvedene dijelove cijevnog voda. U pravilu ispitni tlak iznosi 1,5 nazivnog tlaka. Kao ispitni medij upotrebljavaju se tekućine. Radi povećane opasnosti smiju se plinoviti mediji upotrebljavati za ispitivanje samo uz određene mjere sigurnosti.

Ispitni tlak gotovih cijevnih vodova niži je, zbog osjetljivosti brtvi, prirubnica i opasnosti da će prilikom ispitivanja cjevovoda koji nisu položeni ravno doći do izvitoperenja, nego ispitni tlak dijelova cjevovoda, ali je viši nego pogonski tlak. Ako su ispitni tlakovi niski, mogu se upotrebljavati i plinoviti mediji (zrak, dušik).

Nazivni promjeri (DIN 2404, JUS M.B6.005) odgovaraju unutarnjem promjeru cijevi. Razlike između stvarnog unutarnjeg promjera i nazivnog promjera proizlaze iz različitih debljina stijenke cijevi, kod jednakih vanjskih promjera. Naime, u odnosu na izradu i spajanje određeni su vanjski promjeri, a prema unutarnjim tlakovima određene su različite debljine stijenki cijevi.

Cijevna prirubnica je u obliku prstena oblikovan završetak cijevi ili dijelova cijevnog voda koji služi za spajanje. To može biti i odgovarajuće oblikovan poseban dio, a služi isto tako za međusobno spajanje dijelova cijevnog voda pomoću vijaka i matica.

Prirubnice su najčešće okrugle, a mogu biti ovalne i četvrtaste.

Slijepa prirubnica je ploča koja služi za zatvaranje prirubničkog otvora.

Kolčaci omogućuju spajanja cijevi izloženih nižim tlakovima.

Fitinzi su cijevni fazonski standardni dijelovi. Služe za mogućnost racionalnog oblikovanja cijevnih vodova.

14.1.2. Materijal cijevi

Cijevi od sivog lijeva imaju nalivene prirubnice, odnosno kolčake. Upotrebljavaju se za vodove položene u zemlju, gradsku mrežu za plin, vodu i otpadnu vodu u koliko za otpadnu vodu zbog velikih dimenzija nisu upotrijebljene betonske ili keramičke cijevi. Koroziona zaštita je vruće nanesen bitumen, preko kojeg se nanosi još i premaz vapnenim mlijekom zbog organskih kiselina tla. Sivi lijev je zbog svojih dobrih antikorozionih svojstava u prednosti ispred čelika. Nedostatak mu je, da je položen ispod ulica s jakim prometom izložen lomu, pa mora biti pri polaganju dobro osiguran.

Čelične cijevi s kolčacima upotrebljavaju se kao i cijevi od sivog lijeva. Zbog veće korozione osjetljivosti potrebna je dobra zaštita. Neosjetljive su na prometna opterećenja.

Cijevi s navojem upotrebljavaju se za kućne uređaje kod niskih tlakova. Pocinčane se upotrebljavaju za vodove hladne i tople vode, a nepocinčane za paru i ulja.

Bešavne čelične cijevi su najčešće upotrebljavane za sve tlakove i temperature. Spajaju se zavarivanjem, prirubnicama ili pomoću navoja. Koroziona zaštita postiže se pocinčanjem i nemetalnim prevlakama.

Šavne čelične cijevi upotrebljavaju se u granicama uobičajenih dimenzija kao i bešavne. Šavne cijevi posebno su pogodne za cijevne vodove većih promjera, za uređaje za navodnjavanje i vodne turbine, ako su bešavne cijevi preskupe. Cijevi velikih i najvećih promjera izrađuju se kao zavarene posude od limova.

Precizne čelične cijevi, bešavne ili šavne, imaju svijetlu i glatku, dimenzionalno točnu, vanjsku površinu. Nalaze primjenu kod vodova koji se spajaju navojem bez lemljenja i kod vodova kod kojih se traži glatka i čista unutrašnjost cijevi bez rđe, i točnih dimenzija.

Bakarne cijevi zbog visoke korozione postojanosti (osjetljive su, ali na bazične tekućine) upotrebljavaju se za uljne vodove, gdje bi čelične cijevi radi korozije onečistile ulje. Upotrebljavaju se u prehrambenoj industriji, a pokositrene u industriji piva. Lako se oblikuju savijanjem.

Tablica 149. Pregled standarda cijevi

Cijevi od čelika					
Vrst cijevi, naziv	Standard	Tehnički uvjeti isporuke	Materijal	Područje nazivnog tlaka N/cm²	Područje nazivnih promjera mm
Čelične bešavne cijevi	JUS C.B5.221	JUS C.B5.020	Č. 0000	250 120 °C	C.B5.221 10,2 do 1016
		JUS C.B5.021	Č. 1212 Č. 1213 Č. 1402 Č. 1502 Č. 3100	bez ograničenja 300 °C	
		JUS C.B5.022	Č. 1214 Č. 1215	320 400 °C	
			Č. 7100 Č. 7400 Č. 7401	800 450 °C	
Čelične bešavne cijevi	JUS C.B5.226	JUS C.B5.020	Č. 0000	250 120 °C 160 120 °C	C.B5.221 10 do 250 300 do 500
Čelične bešavne cijevi od Č. 1212	JUS C.B5.122	JUS C.B5.021	Č. 1212	1000 300 °C	JUS C.B5.221 10 do 500
Čelične bešavne cijevi od Č. 1213	JUS C.B5.123		Č. 1213	1000 300 °C	10 do 500
Čelične bešavne cijevi od Č. 1402	JUS C.B5.124		Č. 1402	1000 300 °C	10 do 500
Čelične bešavne cijevi od Č. 3100	JUS C.B5.125		Č. 3100	1000 300 °C	10 do 500
Čelične bešavne cijevi, precizne hladno valjane ili hladno vučene	JUS C.B5.230	JUS C.B5.030	Č. 1212 Č. 1213 Č. 1402 Č. 3100	640	4 do 120
Cijevi od čelika s propisanim mehaničkim svojstvima za cijevni navoj (bešavne i šavne)	JUS C.B5.222	JUS C.B5.021	Č. 1212 (bešavne)	1000 120 °C	6 do 150 1/8" do 6"
Cijevi od čelika bez propisanih mehaničkih svojstava za cijevni navoj (bešavne i šavne)	JUS C.B5.225	JUS C.B5.020	Č. 0000 (bešavne) i Č. 1212	do 250 od 1000	6 do 150 1/8" do 6"
Čelične cijevi bešavne za plinovode i vodovode	JUS C.B5.023	JUS C.B5.020 JUS C.B5.021	Č. 0000 Č. 1212	tekućina 250 zrak 100 para 100 od 64 300 °C bez ograničenja tlaka i 300 °C	50 do 500
Čelične cijevi šavne, precizne jedanput hladno vučene ili valjane	JUS C.B5.250	JUS C.B5.050	Č. 0146	do 1000	10 do 120

Vrst cijevi, naziv	Standard	Tehnički uvjeti isporuke	Materijal	Područje nazivnog tlaka N/cm²	Područje nazivnih promjera mm
Čelične cijevi šavne, precizne s posebnom točnošću mjera, hladno vučene ili valjane	JUS C.B5.251	JUS C.B5.051	Č. 0261 Č. 0271 Č. 0361 Č. 0371 Č. 0461 Č. 0471 Č. 0561	do 1600	4 do 120
Čelične cijevi šavne	JUS C.B5.240	JUS C.B5.025	Č. 0000 Č. 0370 Č. 0460	tekućine 250 120 °C plinovi 100 180 °C	10,2 do 1620
		JUS C.B5.026	Č. 0261 Č. 0271 Č. 0361 Č. 0371 Č. 0461 Č. 0471 Č. 0562 Č. 0563	640 300 °C do bez ograničenja tlaka i 300 °C	
Čelične cijevi šavne za plinovode i vodovode	JUS C.B5.027	JUS C.B5.025	Č. 0000 Č. 0370 Č. 0460	250 120 °C	50 do 1600
		JUS C.B5.026	Č. 0261 Č. 0361 Č. 0461	640 300 °C	

Cijevi od lijevanog željeza

Vrst cijevi, naziv	Spajanje prema	Tehnički uvjeti za materijal	Mjere prema	Nazivni tlak N/cm² lijevanje			Područje nazivnih promjera mm
				klasa	gravitacijom	centrifugalno	
Cijevi s kolčakom (naglavkom)	JUS C.J1.030	JUS C.J1.021	JUS C.J1.030	LA		160	DN 50 i 65
						100	DN 80 do 1200
				A	125	–	DN 50 i 65
					100	125	DN 80 do 1200
				B	125	160	DN 80 do 1200
Cijevi s maticom	JUS C.J1.031	JUS C.J1.021	JUS C.J1.031	LA		160	DN 50 i 65
						100	DN 80 do 400
				A	125		DN 50 i 65
					100	125	DN 80 do 400
				B	125	160	DN 80 do 400
Cijevi s prirubnicom	JUS C.J1.033	JUS C.J1.021	JUS C.J1.033	B	125	160	DN 50 do 1200

Mesingane cijevi upotrebljavaju se za vodove manje od bakarnih, teže se savijaju, a uz neodgovarajuću leguru podliježu koroziji.

Olovne cijevi kemijski su veoma postojane. Lagano polaganje vodova, npr. pri polaganju instalacije kućnog vodovoda, kompenzira visoku cijenu olovnih cijevi.

Cijevi od aluminija upotrebljavaju se zbog male težine u gradnji cestovnih i zračnih vozila. Isto se tako koriste umjesto bakarnih cijevi kod tvari koje djeluju na bakar.

Cijevi od umjetnih materijala otporne su prema većem broju kemijskih tvari. Upotrebljavaju se u prehrambenoj i kemijskoj industriji, kao vodovodne cijevi i kao cijevi za otpadnu vodu (polažu se i u zemlju). Čvrstoća cijevi zavisna je od temperature. Isporučuju se u različitim stupnjevima tvrdoće. Lako se polažu. Upotreba, koja se stalno širi, ovisna je o cijeni.

U tablici 149 je pregled cijevi i materijala za cijevi s oznakama odgovarajućih brojeva standarda za materijale i cijevi.

14.1.3. Proračun cijevi

Ako neki medij treba da struji kroz cijevni vod, onda na kraju voda mora, u odnosu na okolinu, postojati određena razlika energije. Ako bismo kraj cijevnog voda zatvorili, onda bi spomenuta razlika energije odgovarala razlici tlaka mjerenog na manometru između unutrašnjosti cijevi i okoline. Otvaranjem otvora dolazi do izravnavanja tlaka s okolinom, a višak energije pretvara se u energiju gibanja. Jedan dio energije upotrebljava se za svladavanje otpora strujanja, odnosno pretvara se u toplinu

Hidraulički pad

$$H = \frac{\Delta p}{\varrho \cdot g} = \frac{v^2}{2g} + \Sigma h_g \qquad (538)$$

H u m	hidraulički pad,
Δp u N/m^2	razlika pritisaka kod zatvorenog cjevovoda,
ϱ u kg/m^3	gustoća medija,
g u m/s^2	ubrzanje sile teže,
v u m/s	brzina medija nakon otvaranja cjevovoda,
h_g u m	gubici trenjem o stijenku, gubici trenjem unutar same tekućine, gubici promjenom smjera i vrtloženjem.

Kod cijevi koje služe kao konstruktivni elementi, kod cijevi za bušenje i zaštitnih cijevi, određen je promjer cijevi samo na osnovi konstruktivnih zahtjeva. Za cijevi kojima se transportiraju voda, para, plinovi ili ulja, treba promjer utvrditi uzimajući u obzir gubitke. Što je veći promjer cijevi, odnosno što je manja brzina protoka, to su i gubici niži. S porastom promjera povećavaju se troškovi investicija. Ekonomičnim se smatra onaj promjer cijevi čiji su godišnji troškovi cjevovoda i gubitaka najniži.

Srednju brzinu protoka v ne treba birati visoko, jer s porastom brzine protoka rastu gubici tlaka. Srednja brzina protoka treba da je po mogućnosti konstantna, da bi se isključila potreba ubrzavanja i usporavanja medija. Kod priključaka cjevovoda na klipne strojeve treba ugraditi posudu koja će izravnati razlike što proizlaze iz nejednakomjernosti rada klipnog stroja.

Grube *orijentacione vrijednosti srednjih brzina protoka*

vodovodne instalacije	$v = 1$ do 2 m/s
tlačni cjevovodi	$v = 20$ do 30 m/s
parovodi	$v = 15$ do 70 m/s
zračni i plinski vodovi	$v = 25$ m/s
uljni dalekovodi (benzin, benzol, plinsko ulje)	$v = 1{,}5$ do 2 m/s

Pri proračunavanju promjera cjevovoda *srednja brzina* protoka se najprije usvaja. Za proračun potrebnog presjeka cijevi vrijedi

$$\textit{presjek cijevi} \qquad A = \frac{\dot{m}}{v \cdot \varrho} \tag{539}$$

$$\textit{promjer cijevi} \qquad d = \sqrt{\frac{\dot{m}}{2827\,\varrho \cdot v}} \tag{540}$$

m u kg/h	protok mase medija u jedinici vremena,
ϱ u kg/m^3	gustoća medija,
v u m/s	srednja brzina protoka,
A u m^2	presjek cijevi,
d u m	unutarnji promjer cijevi (otvor cijevi).

Umjesto izračunatog promjera otvora cijevi bira se prvi veći standardni promjer. Time se uzimaju u obzir i mogućnosti eventualnog onečišćenja stijenki cijevi. Za tako izračunati promjer cijevi treba tada izračunati gubitke.

Gubici Σh_g jednaki su, kod normalnih uvjeta gradnje cjevovoda *umnošku faktora gubitaka* ζ i kvadrata brzine protoka:

$$\textit{gubici} \qquad \Sigma h_g = \Sigma\zeta \frac{v^2}{2g} \tag{541}$$

Σh_g u m	suma gubitaka,
ζ	faktor gubitaka,
v u m/s	srednja brzina protoka,
g u m/s^2	ubrzanje sile teže.

Gubici mogu biti veoma visoki. Kod dalekovoda gubici su mjerodavan faktor za cjelokupni utrošak energije.

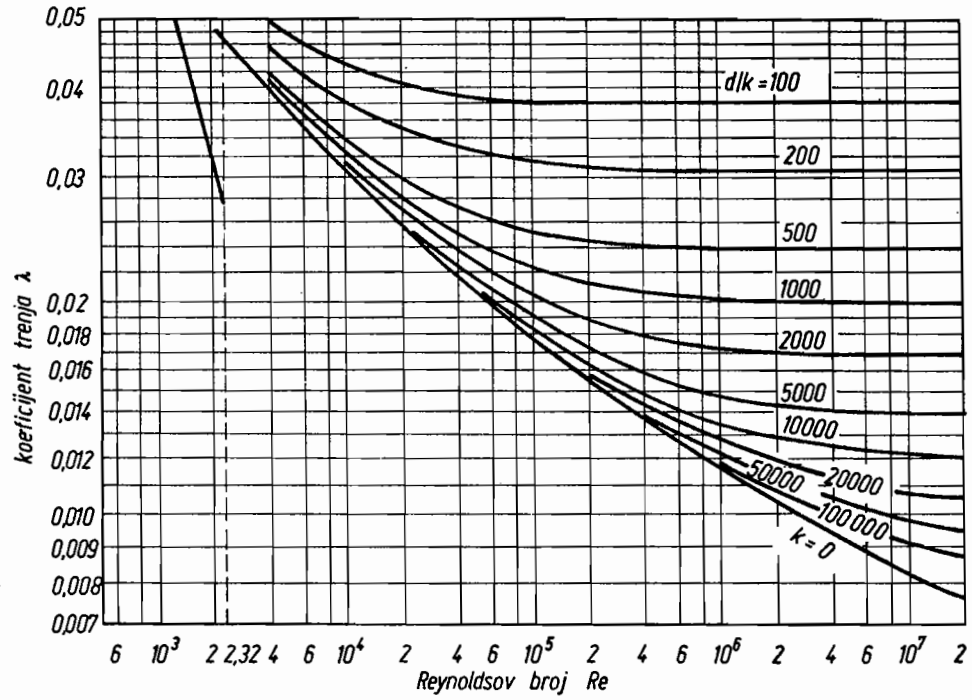
Gubici u ravnoj cijevi. U ravnoj cijevi unutarnjeg promjera d i duljine l iznosi:

$$\textit{faktor gubitaka} \qquad \zeta = \lambda \frac{l}{d} \tag{542}$$

λ koeficijent trenja cijevi dobiven jednadžbama izvedenim na osnovi opsežnih istraživanja u kojima su najvažnije veličine Reynoldsov broj, hrapavost i dimenzije,
l u m duljina cijevi,
d u m unutarnji promjer cijevi.

Koeficijent trenja cijevi λ ovisan o Reynoldsovu broju *Re* i odnosu unutarnjeg promjera cijevi i hrapavosti cijevi (d/k), dan je na slici 508. Vrijednosti hrapavosti k dane su za različite vrste i stanja cijevi u tablici 150.

Za vodu daje slijedeća jednadžba *koeficijenta trenja* dovoljno točne vrijednosti za praktičke potrebe:



Slika 508. Koeficijent trenja cijevi λ dan u zavisnosti od Reynoldsova broja *Re* i odnosa d/k

Tablica 150. Vrijednosti hrapavosti k u mm za različite vrste stanja cijevi

Materijal	Stanje	k mm
bakar ili mesing vučen, staklo ili umjetni materijal	glatko	0 do 0,0015
bešavna ili šavna cijev	nova	0,02 do 0,05
	nova, bituminizirana, zemni plin, stara	0,04 do 0,05
	pocinčana	0,07 do 0,15
	dugo upotrebljavana	0,15 do 0,20
	s korom (inkrustacija)	do 0,4
sivi lijev	novo	0,25 do 0,5
	bituminizirano	0,12
	zarđano	1 do 1,5
	s korom (inkrustacija)	1,5 do 3
azbestni cement		0,1
beton		
drvo		0,2 do 1

koeficijent trenja $\lambda \approx 0{,}02 + 0{,}0005/d$ (543)

d u m unutarnji promjer cijevi.

Za grube proračune polazi se od toga da λ leži za vodu između 0,01 do 0,025. Koeficijent trenja λ bit će to manji što je veći promjer cijevi i što su glađe stijenke cijevi.

Visina *gubitaka u ravnoj cijevi* prema jednadžbi (541), izražava se jednadžbom:

gubici $$h_g = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \tag{544}$$

Vidi legendu uz jednadžbe (538) i (542).

Gubici u koljenim odvojcima, armaturi, ulaznim i izlaznim ograncima cjevovoda

U nabrojanim dijelovima cjevovoda javljaju se dodatni gubici zbog promjene smjera toka, vrtloženjem i udarom. I ovi gubici ovise o kvadratu brzine.

Orijentacione vrijednosti faktora gubitaka ζ za koljena i zaporne organe, dobivene pokusima, dane su u tablici 151.

Pomoću vrijednosti faktora gubitaka ζ preračunavaju se pojedinačni gubici u ekvivalentnu duljinu cijevi, koju treba dodati gubicima izraženim jednadžbom (544):

$$l_{uk} = l + l_{ekv} \tag{545}$$

$$l_{ekv} = \frac{d}{\lambda} \Sigma\zeta \tag{546}$$

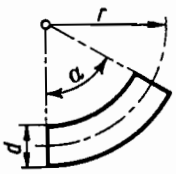
l_{uk} u m	ukupna duljina cijevi,
l_{ekv} u m	ekvivalentna duljina cijevi prema jednadžbi
λ	koeficijent trenja,
$\Sigma\zeta$	suma pojedinačnih faktora gubitka.

Iz sume pojedinačnih gubitaka dobivaju se:

ukupni gubici $$\Sigma h_g = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma\zeta \right) \frac{v^2}{2g} \tag{547}$$

Σh_g u m	suma svih gubitaka,
λ	koeficijent trenja,
l u m	duljina cijevi,
d u m	unutarnji promjer cijevi
$\Sigma\zeta$	suma pojedinačnih faktora gubitaka,
v u m/s	brzina toka,
g u m/s^2	zemaljsko ubrzanje.

Tablica 151. Vrijednosti faktora gubitaka ζ za cijevna koljena i zaporne organe

koljena 	r/d \ α	22,5°	45°	60°	90°	
	2	$\zeta=0{,}045$	$\zeta=0{,}09$	$\zeta=0{,}12$	$\zeta=0{,}14$	
	4	0,045	0,08	0,10	0,11	
	6	0,045	0,075	0,09	0,09	
	10	0,045	0,07	0,07	0,11	
koljena od sivog lijeva (90°)	nazivni promjer	100	200	300	400	500
	ζ	1,5	1,8	2,1	2,2	2,2
ventili	DIN ventil (slika 536)	$\zeta=3{,}9$			4,5	
	Rhei-ventil (slika 537)	2,6			3,5	
	Ventil (slika 538)	0,6			1,0	
	Kovani ventil (slika 539)			do	6,5	
	Kutni ventil (slika 540)	3,0			6,5	
	Povratni ventil (slika 544)	4,0			5,0	
	Povratna zaklopka (slika 558)	1,5			2,5	
zasuni	Bez vodeće cijevi	0,2			0,25	
	S vodećom cijevi	0,05			0,12	

14.1.4. Proračun debljine stijenke cijevi

Proračun debljine stijenke cijevi vrši se na isti način kao i proračun posuda pod tlakom. Za proračun čeličnih cijevi izloženih unutarnjem tlaku vrijedi DIN 2413, (Službeni list FNRJ br. 7, 1957) do $d_v/d_u \leqq 1{,}7$ i za temperature od -50 do $+600$ °C. Razlikujemo u proračunu slijedeća tri područja opterećenja temperatura:

Pretežno mirno opterećenje cijevi do temperature +120 °C

Potrebna debljina stijenke cijevi izračunava se iz jednadžbe:

$$\textit{debljina cijevi} \qquad s = s_0 + c_1 + c_2 \qquad s = \frac{d_v \cdot p}{2v\frac{K}{S}} + c_1 + c_2 \tag{548}$$

s u mm — minimalna debljina cijevi,
d_v u mm — vanjski promjer cijevi,
p u N/mm² — najveći dopušteni pogonski tlak,
K u N/mm² — karakteristična vrijednost čvrstoće materijala, $=\sigma_T$ na temperaturi +20 °C,
S — sigurnost, $=1{,}7$ za cijevi s atestom za materijal, $=2$ bez atesta za materijal,
v — faktor slabljenja zavara, $=0{,}7$ za jednostrano zavaren šav, $=0{,}8$ za dvostrano zavaren šav ili jednostrano zavaren šav pomoću bakarne ploče, $=0{,}9$ za dvostruko zavaren šav, žaren s posebnim prijemnim uvjetima,
c_1 — dodatak zbog dopuštenih razlika u debljini stijenke cijevi, tablica 152,
c_2 — dodatak za koroziju i trošenje iznosi maksimalno 1 mm i najčešće je sadržan u zaokruženju proračunate debljine stijenke cijevi.

Tablica 152. Dodatak c_1 pri proračunu debljine stijenke

Bešavne cijevi		Šavne (zavarene) cijevi			
Dopušteno smanjenje debljine stijenke cijevi prema uvjetima isporuke %	dodatak c_1	područje debljina mm	dodatak c_1 mm		
			limovi	vruće valjane trake	hladno valjane trake
8	0,085 s_0	3 do 3,5	0,25 do 0,4	0,15 do 0,30	0,08 do 0,21
10	0,11 s_0	4 do 4,75	0,3 do 0,5	0,15 do 0,3	0,11 do 0,23
12	0,14 s_0	5 do 7	0,3	0,15 do 0,3	0,12 do 0,25
13	0,15 s_0	7 do 10	0,3	0,15 do 0,3	
15	0,18 s_0	10 do 30	0,5		
18	0,22 s_0	30 do 35	0,6		
		35 do 40	0,7		

Pretežno promjenljivo opterećenje cijevi do temperature +120 °C

Proračun protiv deformacija cijevi vrši se kao za pretežno mirno opterećene cijevi.

Proračun na dinamičku izdržljivost

debljina cijevi

$$s = s_0 + c_1 + c_2 \tag{549}$$

$$s = \frac{d_v (p_{max} - p_{min})}{2v \frac{K}{S} - (p_{max} - p_{min})} + c_1 + c_2 \tag{550}$$

p_{max} u N/mm² maksimalni pogonski tlak,
p_{min} u N/mm² minimalni pogonski tlak,
K u N/mm² karakteristična vrijednost čvrstoće materijala, = jednosmjerno promjenljiva vremenska čvrstoća pri 20 °C (utvrđena na poliranom štapu),
S faktor sigurnosti, = 2,2 kod cijevi s atestom za materijal, =2,5 bez atesta za materijal.
Ostalo vidi u legendi uz jednadžbu (548).

Pretežno mirno opterećene cijevi s temperaturama iznad +120 do +600 °C

debljina cijevi

$$s = s_0 + c_1 + c_2 \tag{551}$$

$$s = \frac{d_v \cdot p}{2v \frac{K}{S} + p} + c_1 + c_2 \tag{552}$$

K u N/mm² karakteristična vrijednost čvrstoće materijala, $= \sigma_{M/100000/\vartheta °C}$, (vremenska statička čvrstoća). Vremenska statička čvrstoća pri određenoj temperaturi je ono mirno opterećenje, svedeno na prvotni presjek probne palice, koje će nakon proteka određenog probnog vremena, npr. 100000 sati izazvati lom probne palice,
S faktor sigurnosti, =15 za cijevi s atestom. Bira se veća vrijednost dobivena uvrštavanjem $K = \sigma_{0,2/\vartheta\,C}$ odnosno $K = \sigma_{M/100\,000/\vartheta °C}$.
Ostalo vidi legendu uz jednadžbu (548).

$$\textit{Najveći ispitni tlak} \qquad p' = \frac{2v\dfrac{\sigma_T}{1{,}1}(s-c_1)}{d_v+(s-c_1)} \tag{553}$$

σ_T N/mm²	granica tečenja na 20 °C.
v	faktor slabljenja zavara [vidi legendu uz (548)],
s u mm	debljina stijenke cijevi,
c_1	dodatak zbog dopuštenih razlika u debljini stijenke (vidi tablicu 152),
d_v u mm	vanjski promjer cijevi.

14.1.5. Fazonski cijevni dijelovi

Ravne cijevi pružaju u odnosu na zakrivljene, račvaste, te cijevi kod kojih se mijenja presjek i fazonske cijevi, slijedeće prednosti:

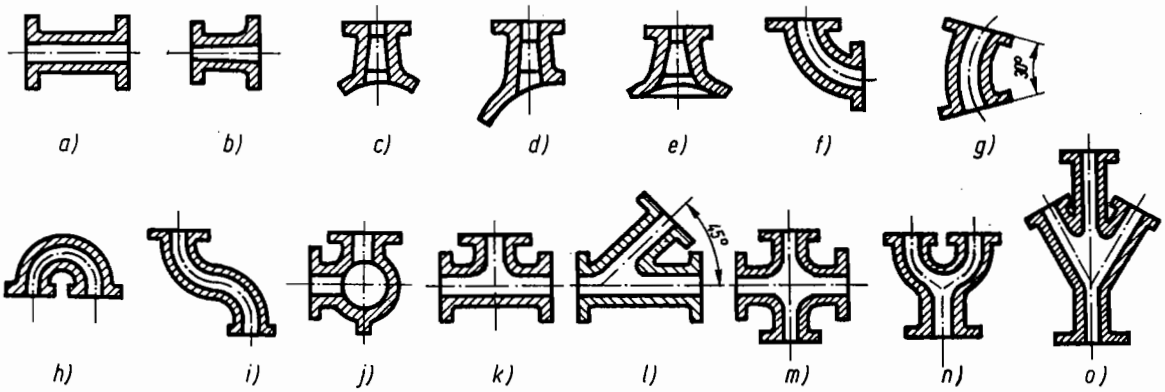
1. male gubitke strujanja i topline,
2. mali utrošak rada i materijala pri izradi,
3. veću pogonsku sigurnost,
4. lakšu montažu,
5. niže troškove nabavke ugradnje, održavanja.

U svakom cijevnom vodu javlja se često potreba da se:

1. promijeni smjer toka medija,
2. tok jednog cjevovoda razdvoji, odnosno da se dva toka spoje,
3. promijeni presjek cjevovoda,
4. zatvori tok cijelog cijevnog voda ili nekih njegovih dijelova.

Za svaku od navedenih potreba postoje posebni dijelovi koji omogućuju rješenje navedenih zadataka.

Na slici 509 prikazani su neki češće upotrebljavani fazonski komadi.



Slika 509. Pregled češće upotrebljavanih fazonskih komada
a) spojnica s prirubnicama; *b*) redukcija s prirubnicama; *c*) kotlovski nastavak, srednji; *d*) kotlovski nastavak, postrani; *e*) nastavak za kuglu; *f*) luk s prirubnicama $\frac{1}{4}$; *g*) luk s prirubnicama $\frac{1}{8}$; *h*) dvostruki luk; *i*) dvostruki luk za paralelno međusobno pomaknute osi cijevi; *j*) kutnik; *k*) *T*-ogranak s prirubnicama; *l*) ogranak s prirubnicama; *m*) križ s prirubnicama; *n*) hlače; *o*) hlače s odvojkom

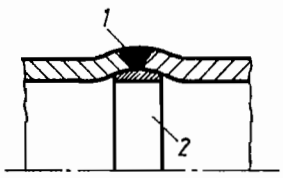
14.1.6. Cijevni spojevi

Cijevni spojevi imaju slijedeće zadatke:

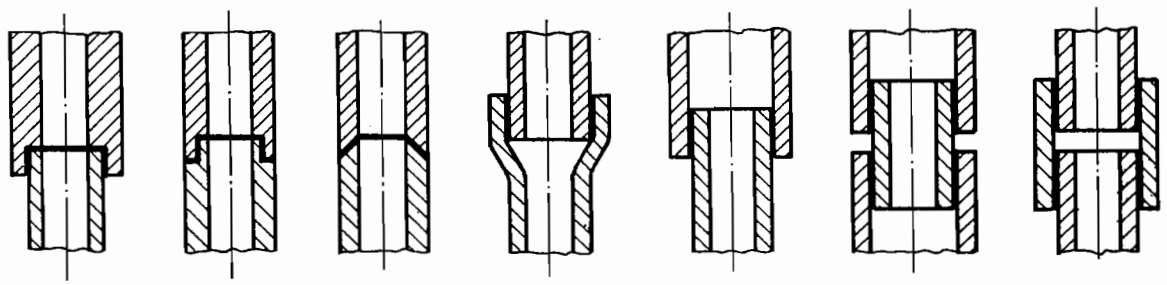
1. da omoguće spajanje pojedinih cijevi međusobno, da bi se dobio cjevovod,
2. da omoguće spajanje cijevi s aparatima,
3. da omoguće priključak cijevi na armaturu,
4. da omoguće promjenu promjera cjevovoda i smjera cjevovoda,
5. da omoguće da se sa strane na cjevovod priključi armatura ili drugi cjevovod,
6. da omoguće zatvaranje cjevovoda.

Razlikujemo nerastavljivo i rastavljivo spajanje. Nerastavljivo spajanje vrši se zavarivanjem, lemljenjem i lijepljenjem.

Spajanje zavarivanjem je nerastavljivo spajanje, a dolazi u obzir za najviše tlakove i temperature. Primjenjuje se na sve zavarive materijale. Zavarivanje je trajno nepropusno spajanje, a kod pravilnog konstruktivnog oblikovanja i izvedbe jednake je čvrstoće kao i sama cijev. Osim za agresivne medije, koji zahtijevaju posebnu zaštitu, mogu se zavareni spojevi na sve primijeniti. Za zavarivanje se, pored elektrolučnog i autogenog ručnog zavarivanja, upotrebljava i strojno elektrootporno zavarivanje. Kod cijevi koje onemogućuju posebno zavarivanje korijena iznutra, potrebno je zbog osiguranja dobrog provara korijena upotrijebiti uloške prema slici 510, koji ujedno olakšavaju i centriranje cijevi. Krajevi cijevi koje se spaja treba da imaju i debljine stijenke.



Slika 510. Tupo zavareni šav *1* zavarenih cijevi s uložnim prstenom *2*



Slika 511. Spajanje cijevi lijepljenjem

Zavarivanje cijevi posebno je pogodno kod većih promjera, jer se ostvaruje ušteda materijala i rada.

Priprema šava ovisi o debljini stijenke cijevi. Do $s \leqq 4$ mm debljine stijenke nije potrebna posebna priprema šava (I šav).

Kod $s = 4{,}5$ do 11,5 mm debljine stijenke upotrebljava se V-šav odgovarajuće pripremljen, prema primijenjenom načinu zavarivanja: elektrootporno autogeno, elektrootporno pod zaštitnim plinom.

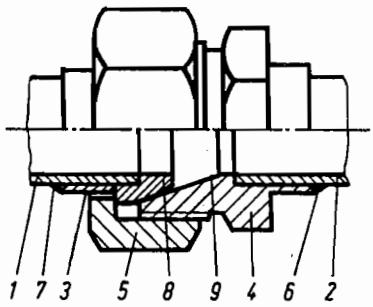
Kod $s = 12$ do 28 debljina stijenke upotrebljava se U-šav, pripremljen odgo-

varajuće prema primijenjenom načinu zavarivanja: elektrootporno, elektrootporno pod zaštitnim plinom.

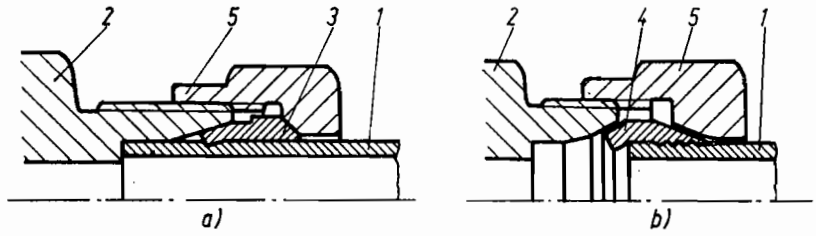
Spajanje cijevi lemljenjem prikazano je na slici 47, a spajanje cijevi *lijepljenjem* prikazano je na slici 511.

Spajanje navojem upotrebljava se kod standardnih cijevi s navojem. Spaja se pomoću kolčaka i fitinga (od temper-lijeva ili čelika). Način spajanja smatra se nerastavljivim, jer je rastavljanje moguće jedino rastavljanjem cijelog cjevovoda, do kraja. Kao navoj upotrebljava se konični cijevni Witworthov navoj JUS M.B0.056 (R 1/8″ do R 6″), a za kolčake i fitinge cilindrični unutarnji navoj JUS M.B0.051. Za cijevi upotrebljava se, vanjski, lagano stožast navoj (stožac 1:16), tako da se ulaganjem kudjelje postižu potpuno nepropusni spojevi. Upotrebljavaju se kod instalacija plina i vode, koje se montiraju s jednog kraja i više ne rastavljaju.

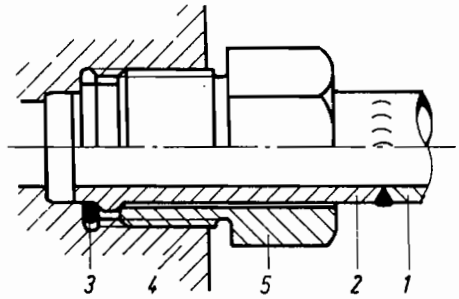
Rastavljivi spojevi navojem upotrebljavaju se kod manjih nazivnih promjera do 32 mm i tlaka do 1600 N/cm^2. Prednost spajanja navojem u odnosu na spajanje prirubnicom jest u mogućnosti laganog i brzog spajanja i rastavljanja i malom radijalnom prostoru koji takav spoj zauzima. Razlikujemo spajanje navojem dvaju krajeva cijevi (sl. 512), spajanje cijevi s priključkom na kućište, (sl. 513) i spajanje navojem cijevi izravno na kućište, (sl. 514). Spajanje sa cijevi vrši se u prvom slučaju lemljenjem (sl. 512), zavarivanjem, (sl. 514) ili posebnim reznim prstenom ili prstenom u obliku klina (sl. 513).



Slika 512. Spajanje dvaju krajeva cijevi navojem i lemljenjem, a brtvenjem pomoću stožaste i kuglaste površine
1 i *2* su krajevi cijevi; *3* nazuvica s kuglastom brtvenom površinom *8*; *4* nazuvica sa stožastom brtvenom površinom *9*; *5* matica; *6* i *7* lemljeni spoj



Slika 513. Spajanje cijevi sa cijevnim priključkom za spoj
a) spajanje pomoću reznog prstena; *b*) spajanje pomoću prstena u obliku klina (*1* kraj cijevi, *2* cijevni priključak, *3* rezni prsten, *4* prsten u obliku klina, *5* matica)

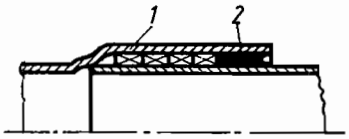


Slika 514. Spajanje navojem izravno na kućište
1 kraj cijevi; *2* zavareni nastavak cijevi; *3* plosnata brtva; *4* kućište; *5* matica

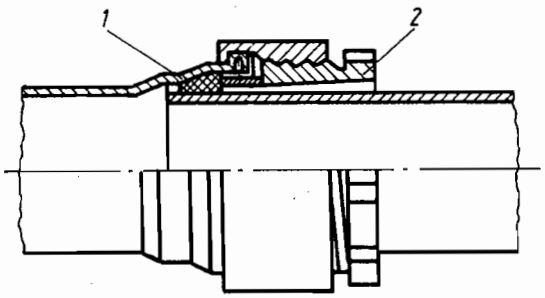
Kod spoja prema slici 514 brtvenje se ostvaruje uloženom brtvom, a kod spoja prema slici 512 pomoću stožaste i kuglaste naležne površine (bez posebne

brtve). Slično je i kod spoja prikazanog na slici 513, gdje brtvi rezni prsten, odnosno prsten u obliku klina.

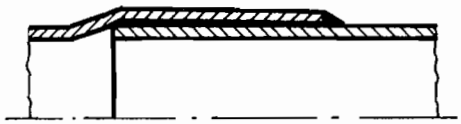
Spajanje kolčacima nerastavljivo je spajanje. Rastavljanje je moguće ako se cijevi uzdužno pomaknu. Najjednostavniji oblik spajanja kolčacima odgovara brtvenici s nabojem od kudjelje ili drvene vune. Preko toga nabija se olovni prsten (sl. 515). Slično djeluje kolčak s navojem (sl. 516) i gumenom brtvom. Obje ove izvedbe omogućuju međusobno kutno pomicanje cijevi do 3°, a isto tako i manje uzdužno pomicanje. Uzdužne sile ne mogu se prenositi.



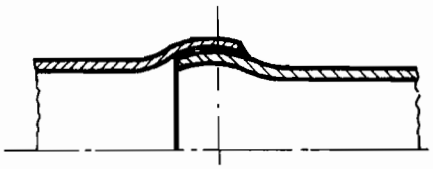
Slika 515. Kolčak za brtvenje nabijanjem: *1* naboj; *2* zaliveno i nabijeno olovom



Slika 516. Kolčak s navojem: *1* gumena plosnata brtva; *2* prsten s navojem



Slika 517. Kolčak za zavarivanje



Slika 518. Kolačak za zavarivanje u obliku kugle

Kod čeličnih cijevi s kolčacima upotrebljavaju se kolčaci za zavarivanje (slike 517 i 518). Kod ovog posljednjeg kolčaka, koji ima oblik kugle, vanjski dio cijevi prilagođuje se nakon spajanja zarubljivanjem unutarnjem kuglastom dijelu cijevi. U ovom slučaju može spoj preuzeti uzdužne sile, a da zavar pri tome nije opterećen. Zadatak zavara jedino je da brtvi.

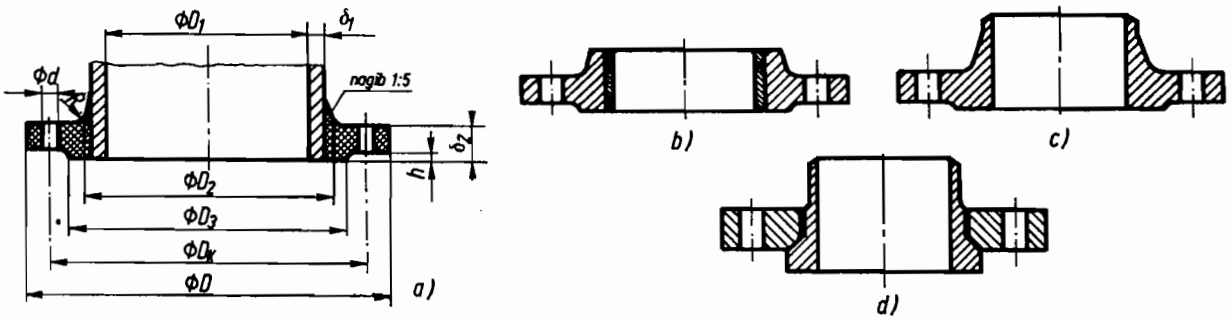
Spajanje prirubnicama — pomoću vijaka i matica siguran je način spajanja za najviše tlakove i najveće nazivne promjere cijevi. Demontaža je moguća uvijek, čak i ako su vijci eventualno zarđali. U tom slučaju vijci se jednostavno odrežu. Prirubnice s vijcima mogu se upotrijebiti za metale, legure metala, staklo, porculan, umjetne materijale, te za specijalne materijale.

Na slici 519 prikazane su razne vrste prirubnica. Na slici 519a prikazana je tzv. čvrsta prirubnica nalivena na cijev od sivog lijeva ili čeličnog lijeva.

Na slici 519b prikazana je prirubnica za cijevi s navojem. Ovaj način spajanja omogućuje razdvajanje prirubnice i cijevi (npr, pri vođenju cijevi kroz stijenku rezervoara). Budući da navoj ne brtvi, moraju cijevi biti brtvene ili na čeonoj strani, ili se navoj završava uskim šavom koji se zavari. Rastavljivost je u tom slučaju izgubljena.

Prirubnice za zavarivanje na slici 519c najbolje provode sile vijaka u cijev.

Slobodne prirubnice, na slici 519d, djeluju preko jednog ojačanja koje se dobiva sabijanjem, zarubljivanjem, ili navarivanjem kraja cijevi.



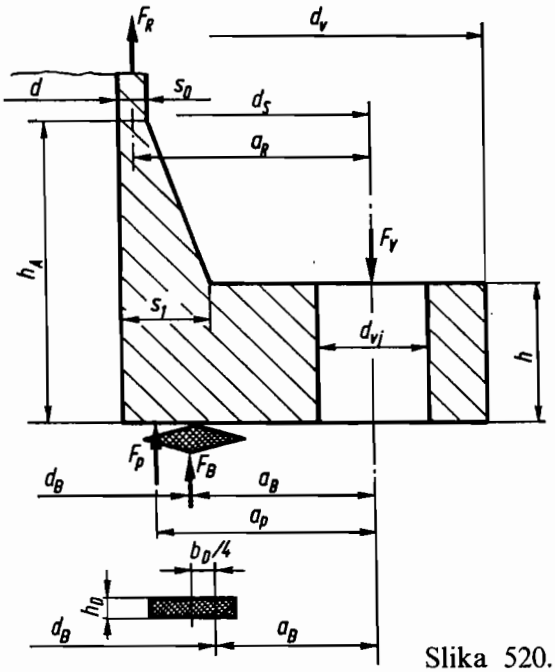
Slika 519. Oblici prirubnica
a) nalivene prirubnice za cijevi od sivog i čeličnog lijeva (prirubnice lijevane zajedno s cijevima, koljenima, račvama i cijevnim zatvaračima od sivog lijeva JUS M.B6.050 ... 055); *b*) prirubnice s navojem (DIN 2565 ... 2569); *c*) prirubnice za zavarivanje (JUS M.B6.160 ... 171); *d*) slobodna prirubnica za zavarivanje (DIN 2667 ... 2669)

Prirubnica mora biti tako dimenzionirana da može preuzeti vanjske i unutarnje sile, da kod ugradnje, ispitivanja i u pogonu ne bi došlo do oštećenja. U praksi se proračun ograničava u pravilu na kontrolu da li prirubnica standardnih dimenzija odgovara predviđenom opterećenju.

Pri proračunu čvrstoće prirubničkog spoja (DIN 2505) moraju se prirubnica, vijci i brtva, promatrati uvijek u međusobnoj zavisnosti. Proračun treba da bude izvršen za ugradnju i za pogonske uvjete.

Sile i momenti. Na slici 520 prikazane su pojednostavnjeno sile koje djeluju na obodu prirubnice kao pojedinačne sile.

Sila unutarnjeg tlaka. Djelovanjem unutarnjeg tlaka p javlja se sila na prstenu stijenke cijevi F_R.



Sila na prstenu stijenke cijevi

$$F_R = p \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \tag{554}$$

Sila na prstenastu površinu prirubnice

$$F_p = p \left(\frac{d_B^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right) \tag{555}$$

F_R u N	sila koja djeluje na prstenu stijenke cijevi,
F_p u N	sila koja djeluje na prstenastu površinu prirubnice,
p u N/mm^2	unutarnji tlak u cijevi,
d_B u mm	srednji promjer brtve,
d u mm	unutarnji promjer cijevi.

Slika 520. Pojedinačne sile na prirubnici

Uzima se da unutarnji tlak djeluje do srednjeg promjera brtve d_B (u stvarnosti tlak opada preko cijele širine brtve).

Sila brtvenja F_B utvrđena pomoću *eksperimentalno dobivenih značajki* i to kao *sila brtvenja potrebna za deformaciju brtve* F_{BD}, naziva se *sila predzatezanja*, odnosno *sila brtvenja u pogonskom stanju* F_{BP}.

Sila predzatezanja je sila koja je potrebna da bi se ostvarila odgovarajuća deformacija brtve, kako bi kasnije u pogonskom stanju bilo omogućeno brtvenje cjevovoda.

Sila predzatezanja

$$F_{BD} = \pi \cdot d_B \cdot k_0 \cdot K_B \tag{556}$$

F_{BD} u N	sila predzatezanja,
d_B u mm	srednji promjer brtve,
k_0 u mm	karakteristika brtve (širina djelovanja brtve kod sile predzatezanja),
K_B u N/mm²	deformacioni otpor materijala brtve.

Karakteristika brtve k_0 može se uzeti i kao širina djelovanja brtve s kojom se ulazi u proračun i na kojoj širini zamišljamo da se sila predzatezanja ravnomjerno raspoređuje.

Na osnovi iskustva dobivene vrijednosti k_0 i K_B obuhvaćene su u tablicama 153 i 154.

Sila brtvenja u pogonskom stanju F_{BP} izračunava se iz jednadžbe:

$$F_{BP} = p \cdot \pi \cdot d_B \cdot k_1 \cdot S_B \tag{557}$$

F_{BP} u N	sila brtvenja u pogonskom stanju,
p u N/mm²	pogonski tlak u cijevi,
d_B u mm	srednji promjer brtve,
k_1 u mm	širina djelovanja (vidi tablicu 153)
S_B	faktor sigurnosti u odnosu na nepropusnost, =1,5 kod mekih brtvenica, =1,3 kod metalnih brtvi.

Sila brtvenja u pogonskom stanju dobivena radi smanjenja sile brtvenja nakon ugradnje:

umanjena sila brtvenja u pogonskom stanju

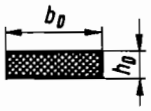
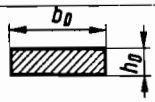
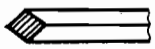
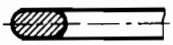
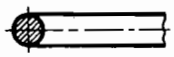
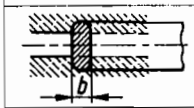
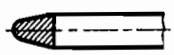
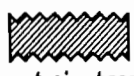
$$F'_{BD} \geqq \left[\frac{F_{BD}}{B_1} - (F_R + F_p)\right] \frac{1}{B_2} \tag{558}$$

F'_{BP} u N	smanjena sila brtvenja u pogonskom stanju,
F_{BD} u N	sila brtvenja pri ugradnji,
F_R u N	sila koja djeluje na prstenu stijenke cijevi,
F_p u N	sila koja djeluje na prstenastu površinu prirubnice,
B_1	faktor koji uzima u obzir opadanje sile vijaka djelovanjem unutarnjeg tlaka, =1,2 do nazivnog promjera 500 mm, =1,4 za nazivne promjere preko 500 mm,
B_2	faktor koji uzima u obzir puzanje mekih brtvi u trajnom pogonu dan je u tablici 155. Za metalne brtve $B_2 = 1$.

Ispostavi li se u proračunu da je:

$$F'_{BP} < F_{BP} \tag{559}$$

Tablica 153. Karakteristične vrijednosti brtvenja (odgovaraju sadanjim saznanjima i stalno se dopunjuju)

Vrst brtve / Oblik brtve		Oznaka	Materijal	Predzatezanje: Širina djelovanja k_0 u mm [1]	[2]	Predzatezanje: $k_0 \cdot K_B$ u N/mm [1]	[2]	Pogon: Širina djelovanja k_1 mm [1]	[2]
Meke brtve		Plosnate brtve DIN 2690 do 2692	Ljepenka za brtvenje natopljena			$20\ b_D$	–	$1{,}0\ b_D$	–
			Guma			$1\ b_D$	$5\ b_D$	$0{,}5\ b_D$	$0{,}5\ b_D$
			Teflon			$20\ b_D$	$25\ b_D$	$1{,}1\ b_D$	$1{,}1\ b_D$
			I_1 materijal			$15\ b_D$	$200\sqrt{b_D/h_D}$	$1{,}0\ b_D$	$1{,}3\ b_D$
Kombinirane brtve metal – meki brtveni materijal		Spiralne brtve azbestne	Nelegirani čelik, kromni	–	–	$15\ b_D$	$50\ b_D$	$1{,}0\ b_D$	$1{,}3\ b_D$
		Valovite brtve	Al Cu, Ms meki čelik	–	–	$8\ b_D$ $9\ b_D$ $10\ b_D$	$30\ b_D$ $35\ b_D$ $45\ b_D$	$0{,}6\ b_D$ $0{,}6\ b_D$ $0{,}6\ b_D$	$0{,}6\ b_D$ $0{,}7\ b_D$ $1{,}0\ b_D$
		Brtve s metalnom oblogom	Al Cu, Ms meki čelik	–	–	$10\ b_D$ $20\ b_D$ $40\ b_D$	$50\ b_D$ $60\ b_D$ $70\ b_D$	$1{,}0\ b_D$ $1{,}0\ b_D$ $1{,}0\ b_D$	$1{,}4\ b_D$ $1{,}6\ b_D$ $1{,}8\ b_D$
Metalne brtve		Metalne plosnate brtve DIN 2994	–	$0{,}8\ b_D$	$1{,}0\ b_D$	–	–	b_D+5	b_D+5
		Brtve u obliku romba	–	0,8	1,0	–	–	5	5
		Metalne ovalne brtve	–	1,6	2,0	–	–	6	6
		Metalne okrugle brtve	–	1,2	1,5	–	–	6	6
		Prstenasta joint brtva	–	1,6	2,0	–	–	6	6
		Lećasta brtva DIN 2696	–	1,6	2,0	–	–	6	6
	 z = broj zubaca	Nazubljeni profil u obliku češlja DIN 2697		$0{,}4\sqrt{z^3}$	$0{,}5\sqrt{z}$	–	–	$9+0{,}2\ z$	$9+0{,}2\ z$
		Membranska brtva DIN 2695	–	0	0	–	–	0	0

[1] tekući mediji
[2] plinovi i pare

mora se povećati sila predzatezanja (sila brtvenja kod ugradnje) toliko, da se u svakom slučaju ostvari

sila brtvenja u pogonskom stanju:

$$F''_{BD} \geqq B_1 (F_R + F_p + B_2 F_{BP}) \qquad (560)$$

Vidi legendu uz jednadžbe (558).

Sila vijaka mora kod ugradnje izvršiti deformaciju brtve, a u pogonu mora sila vijaka držati u ravnoteži silu na prstenu stijenke cijevi, silu koja djeluje na prstenastu površinu prirubnice F_p i silu brtvenja.

Stanje nakon ugradnje. Ukupna sila vijaka F_{VO} je ona koja je veća od slijedećih sila:

sila vijaka nakon ugradnje

$$F_{VO} = F_{BD} \text{ ili } F''_{BD} \text{ (odnosno } F'_{BD}) \qquad (561)$$

F_{VO} u N sila vijaka nakon ugradnje.

Tablica 154. Deformacioni otpor K_B i K_{BS} metalnih materijala brtvi

Materijal brtvi	K_B N/mm²	K_{BS} u N/mm²				
		100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C
aluminij, meki	100	40	20	(5)	–	–
bakar, meki	200	180	130	100	40	–
mekano željezo	350	310	260	210	170	80
čelik	400	380	330	260	190	120
legirani čelik 13CrMo44	450	450	420	390	330	280
austenitski čelik	500	480	–	–	390	350

Primjedba: Na normalnoj temperaturi je K_B dan kao deformacioni otpor kod 10% sabijanja σ_{10}. Kao zamjena može se upotrijebiti i σ_M.

Tablica 155. Vrijednosti faktora B_2 za utjecaj puzanja

Materijal	B_2				
	20 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C
IT materijali	1,1	1,6	2,0	2,2	2,4
spiralne brtve, azbestne	1,0	1,0	1,25	1,35	1,45
valovite aluminijske brtve	1,0		2,5		
Cu Ms	1,0		2,0		
meki čelik	1,0		2,0		
brtve s metalnom oblogom: od aluminija	1,0		2,3		
od bakra i mesinga	1,0		2,0		
od mekog čelika	1,0		1,7		

Pogonsko stanje. Ukupna

sila vijaka u pogonskom stanju $F_{VP}=F_R+F_p+F_B$ (562)

F_{VP} u N sila vijaka u pogonskom stanju.

Za F_B treba uvrstiti veću vrijednost od F_{BP} i F'_{BP}.

Vanjski moment koji djeluje na prirubnicu, sveden na diobeni promjer razmještaja vijaka iznosi:

moment u stanju nakon ugradnje $M_{f0}=F_{VO}\,a_B$ (563)

M_{f0} u Nmm moment savijanja koji djeluje na prirubnicu u stanju nakon ugradnje,
F_{VO} u N sila vijaka nakon ugradnje,
a_B u mm krak savijanja u odnosu na silu brtvenja

moment u pogonskom stanju $M_{f1}=F_R\,a_R+F_p\,a_p+F_B\,a_B$ (564)

M_{f1} u Nmm moment savijanja koji djeluje na prirubnicu u pogonskom stanju sveden na diobeni promjer razmještaja vijaka,
F_R u N sila na prstenu stijenke cijevi,
a_R u mm krak savijanja u odnosu na prsten stijenke cijevi,
F_p u N sila koja djeluje na prstenastu površinu prirubnice,
a_p u mm krak savijanja u odnosu na površinu prirubnice,
F_B u N sila brtvenja,
a_B u mm krak savijanja u odnosu na silu brtvenja,

Za F_B treba uvrstiti veću vrijednost od F_{BP} i F'_{BP}.

Opterećenje prirubnice. Vanjski momenti opterećuju prirubnicu na savijanje.

Naprezanje na savijanje σ_f treba kontrolirati za opasni presjek u stanju ugradnje i u pogonskom stanju

naprezanje na savijanje $\sigma_f=\dfrac{M_f}{W}\leqq\dfrac{K}{S}\cdot\dfrac{v}{z}$ (565)

σ_f u N/mm² naprezanje na savijanje,
W u mm³ moment otpora prirubnice – vidi (567), (568) i (569),
K u N/mm² faktor čvrstoće materijala – vidi tablicu 6 na str. 24 i donje podatke:

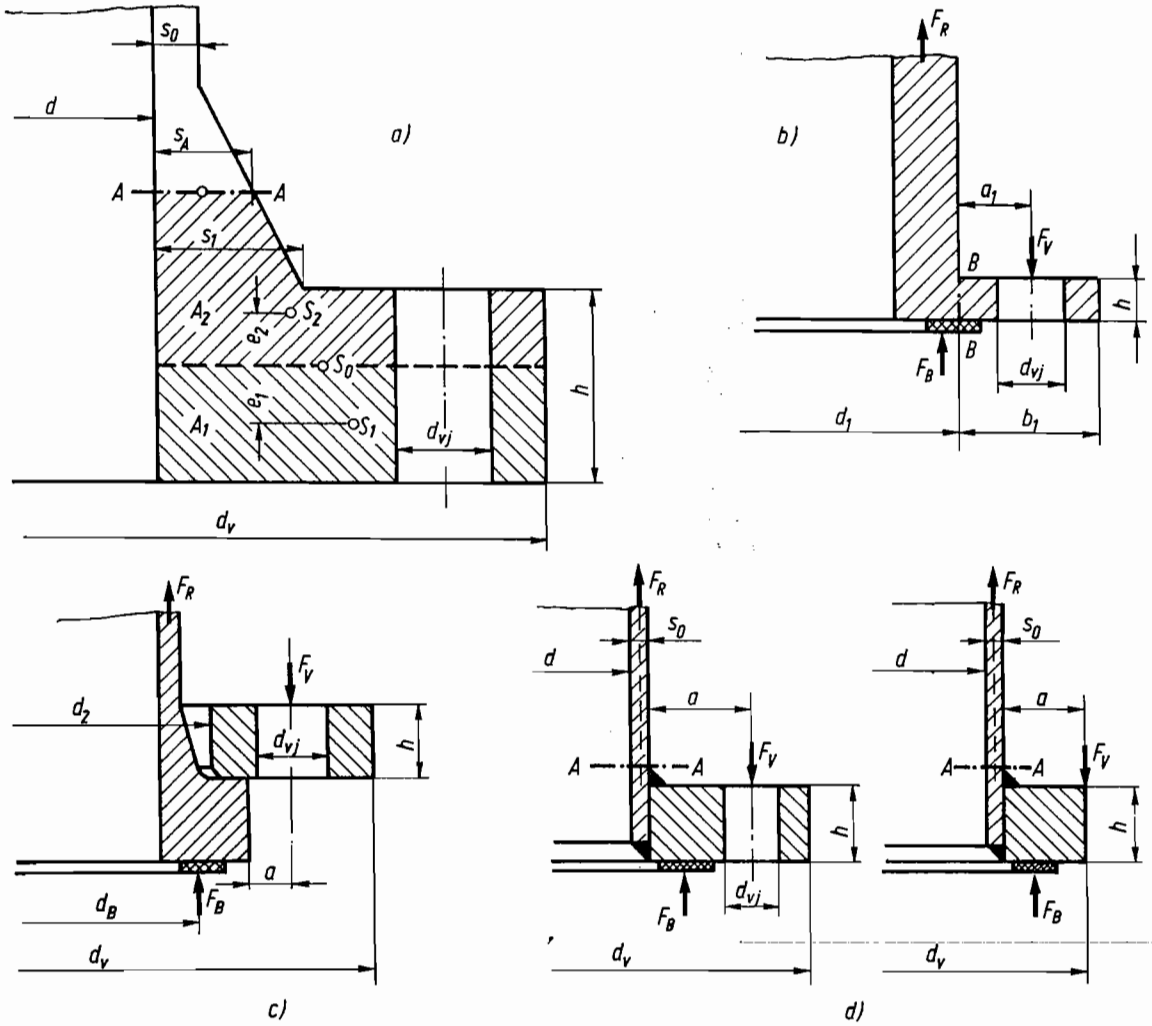
	do 120 °C	200 °C	250 °C	300 °C
Č 0361	210	160	150	120
Č 1430 i Č 1431	280	200	210	190

S faktor sigurnosti (vidi tablicu 157),
v koeficijent slabljenja, =0,8 za čelik, =0,7 za neželjezne metale,
z korekcioni faktor (vidi tablicu 156).

Momenti otpora presjeka prirubnica različitih oblika prikazani su na slici 521. Općenito za proizvoljni presjek prirubnice *A-A*, slika 521a je:

moment otpora $W=2\pi\left[2A_1e_1+{}^1/_8\,(d+s_A)\left(s_A^2-\dfrac{s_0^2}{4}\right)\right]$ (566)

W u mm³ moment otpora
Ostale oznake vidi na slici 521a.



Slika 521. Prirubnice različitih oblika prikazane zbog proračuna momenata otpora

Ako je opasni presjek na prijelazu od tanjurastog dijela prirubnice na stožasti (sl. 521 a):

$$\textit{moment otpora} \quad W=\frac{\pi}{4}\left[(d_v-d-2d_{vj})\,h^2+(d+s_1)\left(s_1^2-\frac{s_0^2}{4}\right)\right] \tag{567}$$

Vidi legendu uz jednadžbu (566) i slika 521 a.

Ako je *posebno tanak tanjur prirubnice*, pri čemu opasni presjek $B-B$ leži u tanjuru prirubnice (slika 521 b):

$$\textit{moment otpora} \quad W=\frac{\pi}{2}\,h^2\left(b_1-d_{vj}+\frac{d_1}{2}\right) \tag{568}$$

Vidi legendu uz jednadžbu (566) i sliku 521 b.

$$\textit{moment savijanja} \quad M_f=F_V\cdot a_1 \tag{569}$$

M_f u Nmm moment savijanja,
F_V u N sila vijaka,
a_1 u mm krak savijanja.

Kod *slobodne prirubnice* (slika 521c):

$$\textit{moment otpora} \qquad W=\frac{\pi}{4}(d_v-d_2-2d_{vj})\,h^2 \tag{570}$$

Vidi legendu uz jednadžbu (566) i sliku 521c:

$$\textit{moment savijanja} \qquad M_f=F_V\cdot a \tag{571}$$

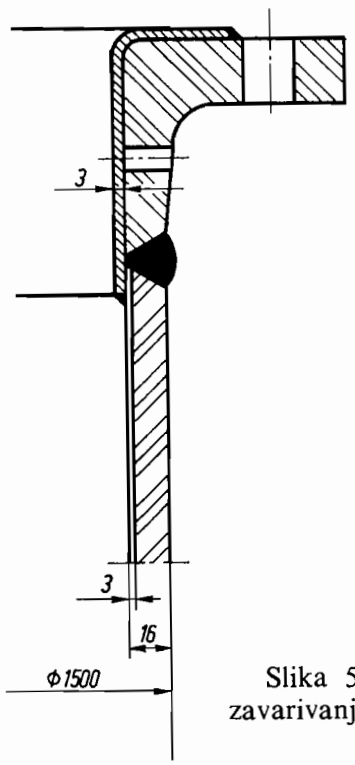
Vidi legendu uz jednadžbu (566) i sliku 521c.

Kod *zavarene prirubnice* (slika 521d):

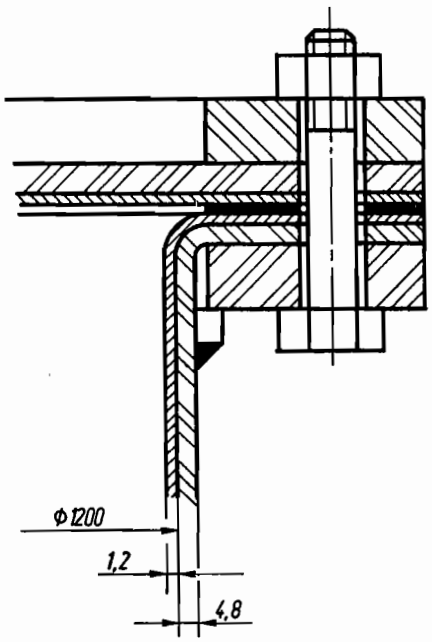
$$\textit{moment otpora} \quad W=\frac{\pi}{4}(d_v-d-2s_0-2d_{vj})\,h^2+\underbrace{\frac{3}{4}(d+s_0)\,s_0^2}_{\text{otpada kod vrlo tanke stijenke}} \tag{572}$$

Vidi legendu uz jednadžbu (566) i sliku 521d.

Korekcioni faktor z. Jednadžbe za proračun dobivene su pokusima sa materijalima s izrazitom granicom tečenja. Ako karakteristika $\sigma-\varepsilon$ nema izrazitu granicu tečenja, onda faktor z obuhvaća taj utjecaj (tablica 156).



Slika 522. Prirubnica za zavarivanje prevučena niklom



Slika 523. Slobodna prirubnica s obrubljenim cijevnim krajem, platirana bakrom

Proračunska temperatura prirubnice može se uvrštavati kako slijedi:

Čvrsta prirubnica i ogrljak prirubnice $t_{P0}=0{,}96\,t_u$

t_{P0} u °C proračunska temperatura,
t_u u °C temperatura u unutrašnjosti posude, odnosno cijevi.

Na slici 522 prikazana je čvrsta prirubnica za zavarivanje prevučena niklom, a na slici 523 slobodna prirubnica s obrubljenim cijevnim krajem, platirana bakrom.

Tablica 156. Korekcioni faktor z

Materijal	Faktor z
materijal s izrazitom granicom tečenja (čelik, austeniti)	1,0
materijali kod kojih granica tečenja nije izrazita (bakar, aluminij)	1,2
materijali niske deformabilnosti (sivi lijev)	1,5

Tablica 157. Vrijednosti faktora sigurnosti S

Materijal	Pogonsko stanje		Ugradnja i kontrola	
	s atestom za materijal	bez atesta za materijal	s atestom o preuzimanju	bez atesta o preuzimanju
Nelegirani i legirani čelik Čelični lijev	sigurnost u odnosu na granicu tečenja ili $\sigma_{M/h/°C}$		sigurnost u odnosu na granicu tečenja kod 20 °C	
	1,3 2,0	1,6 –	1,1 1,3	1,3 –
Bakar i bakarne legure	Sigurnost u odnosu na prekidnu vlačnu čvrstoću σ_M			
Aluminij i aluminijske legure	3,5	4,0	2,0	2,5
Sivi lijev, nežaren	7,0	9,0	3,5	4,5
Sivi lijev, žaren	5,0	6,0	2,5	3,0

Tablica 158. Označavanje cijevnih vodova prema vrsti medija DIN 2403

Voda	Para	Zrak	Plinovi	Kiseline	Lužine	Tekućine	Vakuum
zeleno	crveno	plavo	žuto	narančasto	ljubičasto	smeđe	sivo

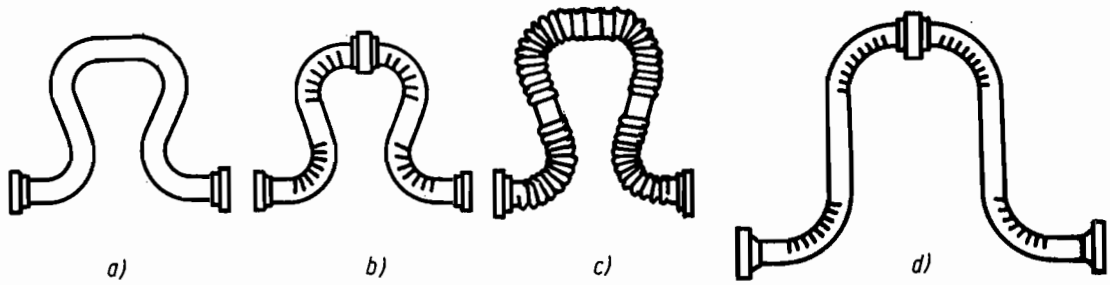
14.2. Izravnanje deformacija pri zagrijavanju cijevnih vodova

Cijevni vodovi izloženi su zbog promjene temperature medija ili okoline uzdužnim deformacijama. Ove uzdužne deformacije mogu se omogućiti odgovarajućim elastičnim oblikovanjem vođenja cijevi. Ako kompenzacija uzdužnih deformacija zbog zagrijavanja nije omogućena samim sustavom cjevovoda, potrebna je ugradnja posebnih elemenata koji omogućuju deformacije.

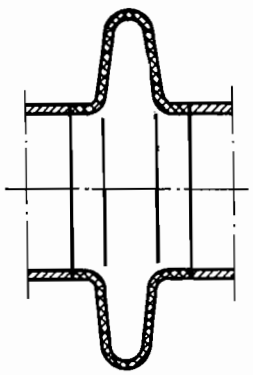
Cijevni lukovi u *obliku U lukova i lira* izvode se ili kao glatke, ili nabrane, ili kao valovite dilatacione cijevi i najjednostavniji su način omogućavanja toplinskih dilatacija. Na slici 524 prikazana je glatka, nabrana i valovita lira i nabrani U luk.

Kompenzatori od valovitih cijevi. Za niskotlačne vodove i za male promjene duljina, upotrebljavaju se lećasti kompenzatori (sl. 525) ili još mekši kompenzatori od valovitih cijevi (sl. 526). Svaki val cijevi omogućuje duljinske razlike od ± 15 mm. Unutarnja cijev za vođenje smanjuje otpor protoka. Za veće kutne promjene upotrebljavaju se zglobni kompenzatori od valovitih cijevi (sl. 527). Gumeni kompenzatori (sl. 528), preuzimaju ujedno vibracije i smanjuju

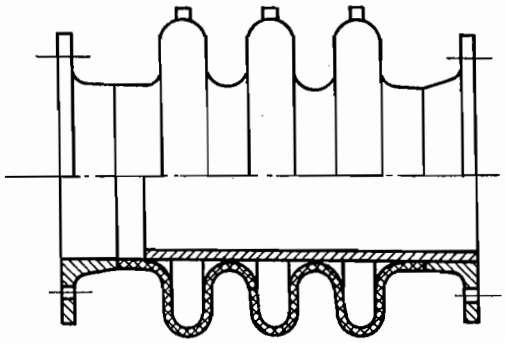
buku. Na slici 529 prikazana je deformaciona brtvenica za nazivni tlak od 100 N/cm² do 400 N/cm².



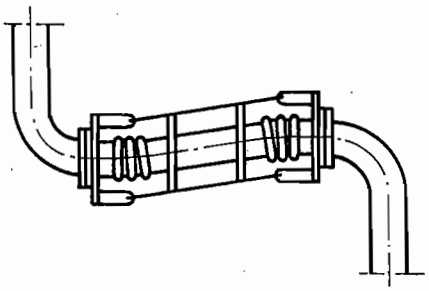
Slika 524. Cijevni luk
a) u obliku glatke lire; *b*) u obliku nabrane lire; *c*) u obliku valovite lire; *d*) u nabranom U-obliku



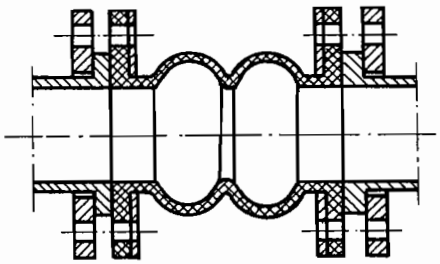
Slika 525. Lećasti kompenzator



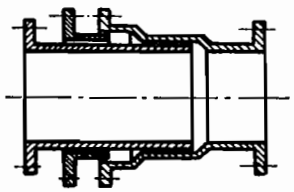
Slika 526. Kompenzator od valovitih cijevi s unutarnjom cijevi za vođenje



Slika 527. Zglobni kompenzator od valovitih cijevi



Slika 528. Gumeni kompenzatori



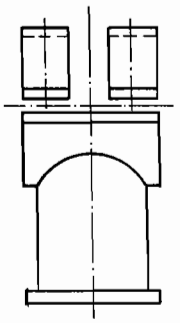
Slika 529. Deformaciona brtvenica kao kompenzacioni dio

14.3. Cijevne podupore

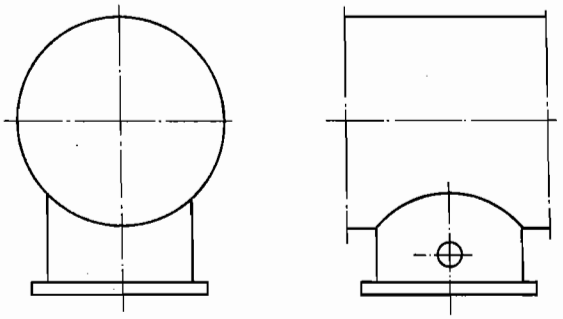
Cijevni vodovi polažu se najčešće u snopovima i učvršćuju na tračnice ili nosače položene okomito na osi cijevi. Pri tome treba omogućiti da pri zagrijavanju cijevi mogu dilatirati.

Cijevni vodovi većih promjera *uležišćuju se pomoću valjaka* na nosače ili na držače, koji imaju mogućnost opruženja.

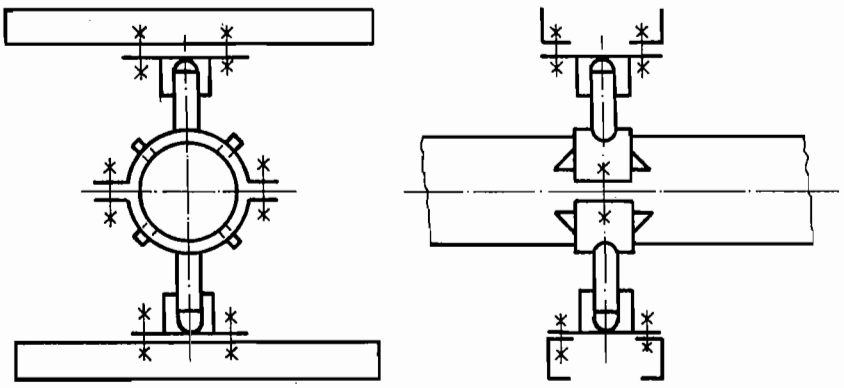
Razlikujemo *uporišta* i *ležaje*. *Uporišta* su potpore koje onemogućuju pomicanje cijevnog sustava. *Ležaji* su potpore koje osim preuzimanja vanjskih sila, omogućuju relativno gibanje cijevnog voda. Na slici 530 pokazano je



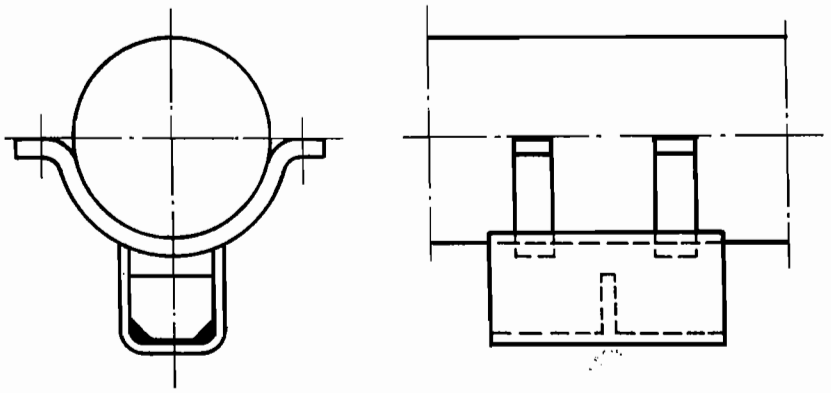
Slika 530. Uporište, izvedba pomoću vijaka



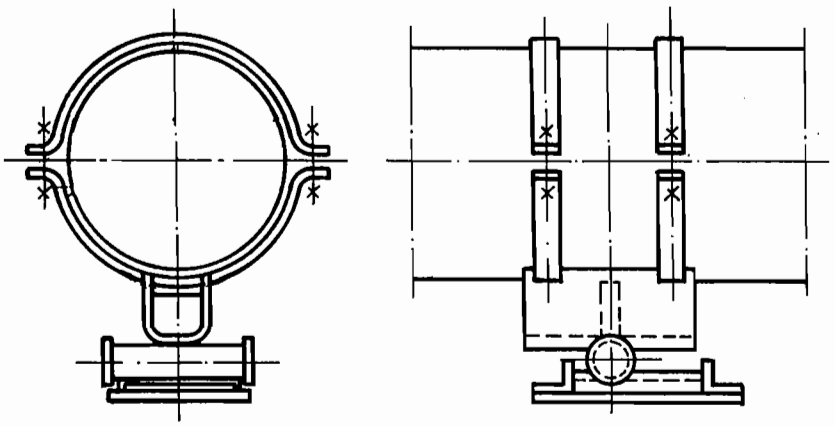
Slika 531. Uporište, zavarena izvedba



Slika 532. Pomično uporište



Slika 533. Klizni ležaj



Slika 534. Valjni ležaj

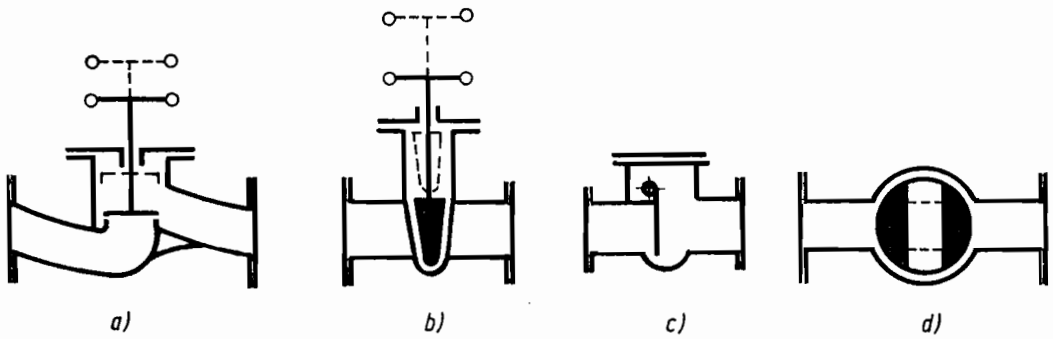
uporište u vijčanoj, a slika 531 u zavarenoj izvedbi. Slika 532 prikazuje pomično uporište, slika 533 klizni ležaj, a slika 534 valjni ležaj.

14.4. Zaporni, sigurnosni i regulacioni organi (Armatura)

14.4.1. Zadaci, vrste, zahtjevi

Cijevna armatura služi ili za potpuno ili za djelomično zatvaranje cijevnih vodova, da bi se postigli određeni sigurnosni i regulacioni zahtjevi. Armatura često preuzima istodobno više navedenih funkcija. Zadatak zapornih organa je potpuno i djelomično zatvaranje toka medija u cjevovodu. Posluživanje zapornih organa može biti ručno, mehaničko ili automatsko. Ako je mehanizam za otvaranje reguliran automatski od odgovarajućih veličina tlaka, temperature, brzine toka, govorimo o regulacionim organima ili sigurnosnim organima.

Osnovna karakteristika različitih vrsta zapornih organa je smjer gibanja samog organa za zapiranje. Prema tome razlikujemo četiri vrste zapornih organa, slika 535:



Slika 535. Principne skice osnovnih vrsta zapornih organa: *a*) ventil; *b*) zasun; *c*) zaklopka; *d*) pipac.

1. Ako se zaporni organ kreće u smjeru toka ili suprotno toku, govorimo o *ventilima*,
2. ako se zaporni organ kreće okomito na smjer toka, govorimo o *zasunima*,
3. Ako je zaporni organ okretljiv oko osi koja je okomita na smjer toka, a sam tok je gotovo paralelan s površinom tijela koje zatvara tok, govorimo o *zaklopkama*,
4. ako je zaporni organ oblikovan kao valjak ili stožac, a pokreće se okretanjem oko osi koja stoji okomito na smjer toka, govorimo o *pipcima* (slavinama)

Da li ćemo upotrijebiti u konkretnom slučaju ventil, zasun ili slavinu, proizlazi iz njihovih prednosti i nedostataka.

Prednost ventila je u mogućnosti brzog otvaranja i zatvaranja, lakšoj izradi brtvenih površina i mogućnosti da se vrši i regulacija. Nedostaci su u promjenama smjera toka medija prolazom kroz ventil i time povećanim gubicima tlaka, te u mogućnosti da se prljavština taloži u mrtvim kutovima. Daljnji nedostatak su jači udari pri otvaranju i zatvaranju. Ventili se upotrebljavaju do najvišeg tlaka, ali za srednje nazivne promjere.

Prednosti zasuna su mala ugradbena duljina, prolaz medija bez promjene smjera toka, bez smanjenja presjeka. Nedostatak je potreba velikog hoda,

što zahtijeva veliku ugradbenu visinu. Obrada brtvenih površina je nešto teža, a klizno gibanje zapornog organa izaziva trošenje i trenje. Odgovarajućom konstruktivnom izvedbom i izborom materijala može se taj nedostatak umanjiti. Upotreba zasuna proteže se na najveće nazivne promjere, a srednje tlakove.

Pipci su jednostavni i jeftini zaporni organi. Medij prolazi pipcem ne mijenjajući tok. Posluživanje pipca je jednostavno, a mogu se i lagano popraviti u slučaju kvara. Brtvenje nije, međutim, najpovoljnije. Udari su pri otvaranju i zatvaranju neizbježni. Upotrebljavaju se za male nazivne promjere i srednje tlakove.

Pri izboru zapornih organa moraju biti ispunjeni slijedeći zahtjevi:

- bezuvjetna pogonska sigurnost,
- jednostavno i sigurno posluživanje,
- sigurno brtvenje i u trajnom pogonu,
- jednostavno održavanje i stavljanje u pogon,
- mali gubici tlakova.

14.4.2. Ventili

Osnovne razlike između pojedinih vrsta *ventila* proizlaze:

iz smjera gibanja medija:
prolazni ventil, *kutni* ventil, ventil *za promjenu smjera gibanja medija;*

iz načina izvedbe *sjedišta* ventila:
tanjurasto sjedište, sjedište *u obliku klipa, u obliku membrane*;

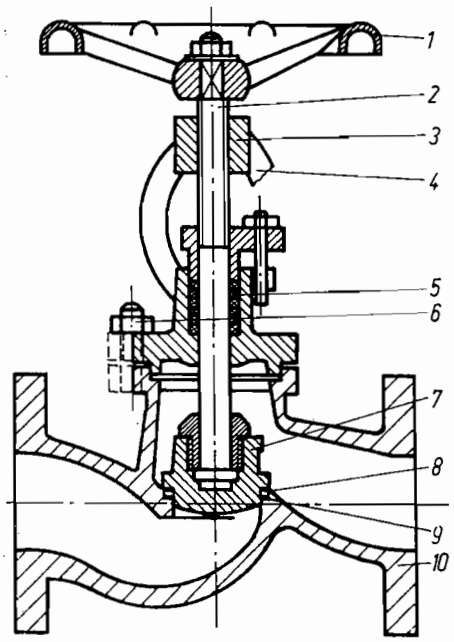
iz položaja sjedišta ventila:
ravno sjedište, *koso* sjedište;

iz izvedbe *vretena:*
vreteno *s navojem u unutrašnjosti ventila,* vreteno *s navojem izvan ventila*;

iz *materijala*:
sivi lijev, čelični lijev, crveni lijev, čelik, keramika, laki metali, plastika;

iz *tehnologije izrade* ventila:
lijevani, kovani, zavareni, prešani ventili;

iz *medija*:
za *paru, vodu, plin, zrak, kiseline, mulj*;



Slika 536. Prolazni ventil
1 ručno kolo; *2* vreteno; *3* matica; *4* kračun; *5* brtvilo brtvenice; *6* vijak poklopca; *7* tanjurasti zapornik; *8* prsten u zaporniku; *9* prsten u kućištu; *10* kućište

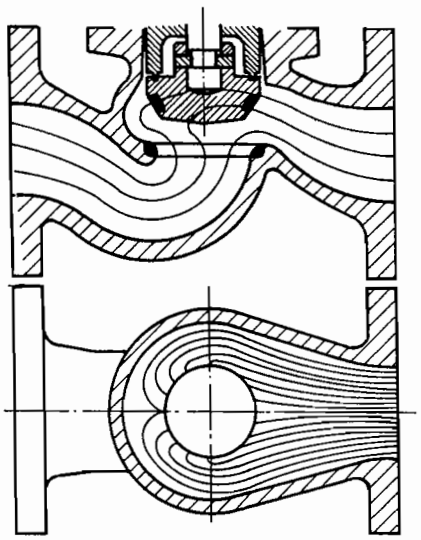
iz *vrste pogona* ventila:
ručni, elektromotorni, elektromagnetski, hidraulički, pneumatski pogon;

iz *funkcije* ventila:
čisti zaporni, regulacioni, sigurnosni, brzozatvarajući ventili;

iz *vrste priključaka* ventila:
prirubnica, navoj, priključak *za zavarivanje* (Ventili za opće svrhe: podjela, definicije JUS M.C5.020).

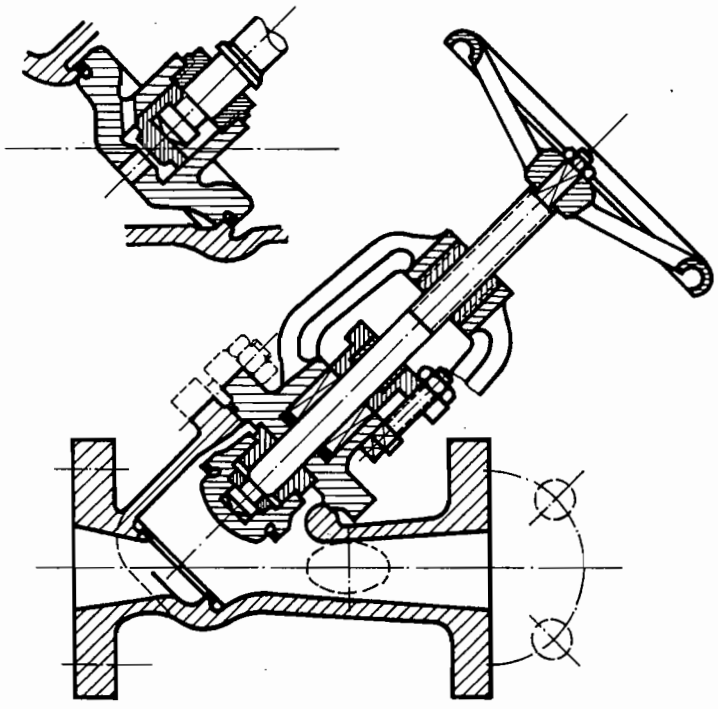
Pojedini dijelovi ventila prikazani su na prolaznom ventilu, slika 536. Ovi dijelovi javljaju se u pojedinim konstrukcijama ventila u različitim izvedbama. Kućište ventila utječe prema izvedbi na veličinu gubitaka. Prolazni presjek je najčešće okrugao i odgovara promjeru dovodne cijevi. Pri promjeni presjeka stvaraju se prijelazi koji djeluju kao sapnice i difuzori. Prolazni otvor zatvara se ventilskim tanjurom. Tanjur i kućište dodiruju se preko dva prstena, od kojih je jedan ugrađen u tanjur, a drugi u kućište. Prsteni mogu biti i navareni (steliti) ili izravno oblikovani, kao sjedište na kućištu i tanjuru.

Potrebna sila brtvenja na sjedištu ventila ostvaruje se vretenom (do 200 °C mesing ili bronca, preko 200 °C nerđajući čelik). Okretanjem vretena ostvaruje se otvaranje i zatvaranje ventila, pomicanjem čvrsto ili pomično na vreteno ugrađenog tanjura. Matica vretena (mesing ili crveni lijev), brtvenje i vođenje vretena je u poklopcu ventila, koji ujedno zatvara kućište.

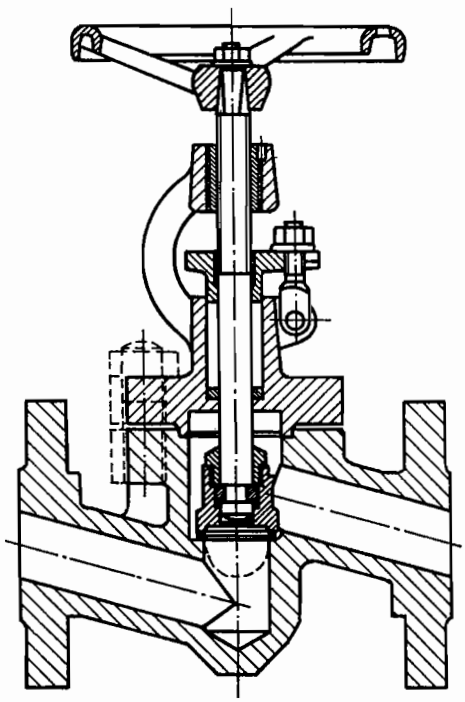


Kućište ventila nastoji se danas oblikovati tako da se gubici tlaka strujanjem svedu na najmanju moguću mjeru. Mrtvi kutovi izazivaju vrtloženje. Na slici 537 prikazan je tok strujnica na tzv. Rhei-ventilu, iz kojeg se vidi da su izbjegnuti mrtvi kutovi i vrtloženja. Slika 538 prikazuje kosi, slika 539 kovani, a slika 540 kutni ventil. Na slici 541 prikazan je ventil s mogućnošću promjene smjera strujanja, na slici 542 membranski, a slici 543 klipni ventil.

Slika 537. Tok strujnica na tzv. Rhei-ventilu

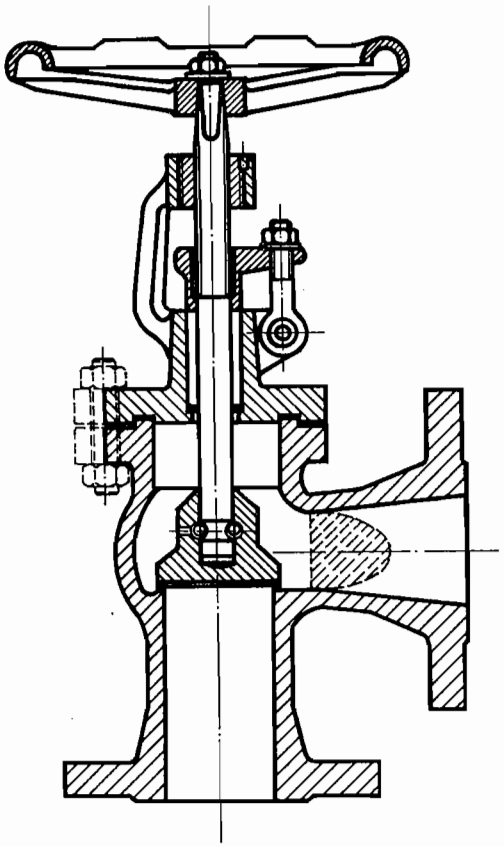


Slika 538. Kosi ventil, vrlo povoljan u pogledu strujanja, eliptični presjek prelazi na izlazu u kružni

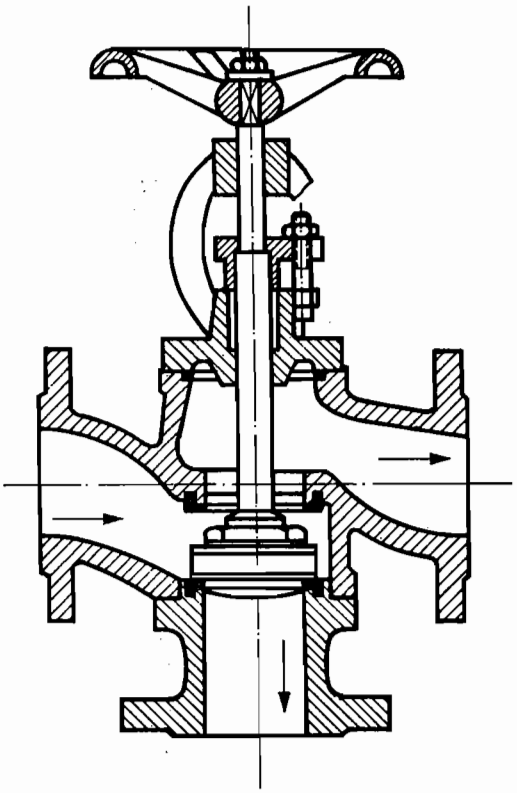


Slika 539. Kovani ventil

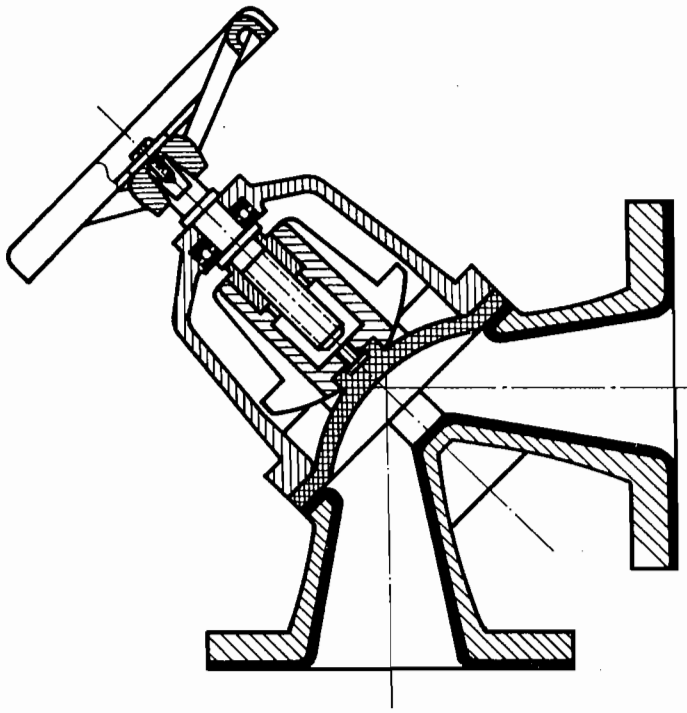
Prema smjeru strujanja medija može kod zatvorenog ventila pritisak djelovati odozgo na tanjur, pomažući vretenu, ili odozdo, u kojem slučaju vreteno ne preuzima samo potrebnu silu brtvenja, nego još i pritisak medija.



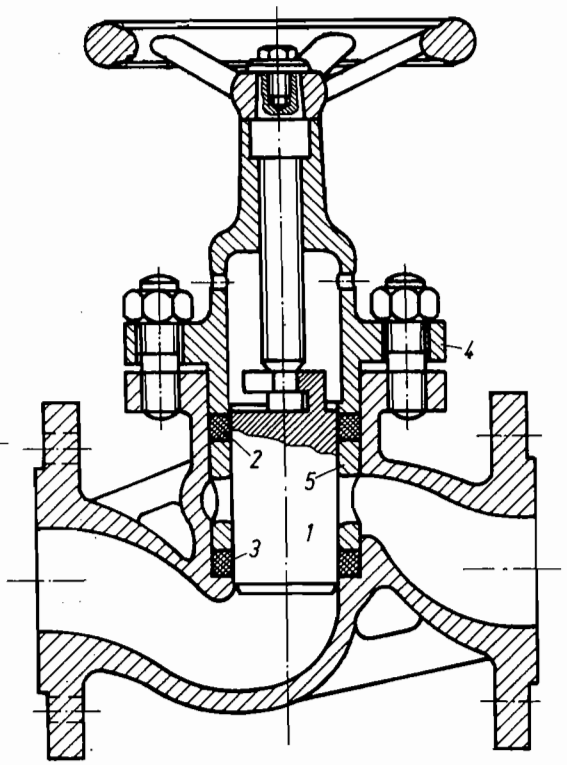
Slika 540. Kutni ventil



Slika 541. Ventil s mogućnošću promjene smjera strujanja

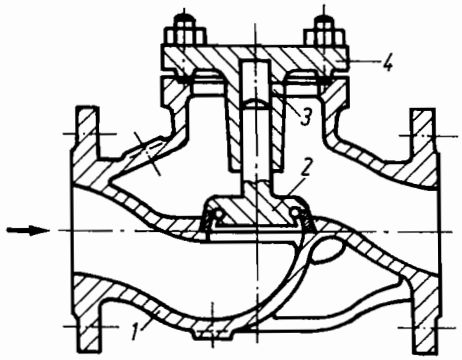


Slika 542. Membranski ventil od sivog lijeva, gumiran

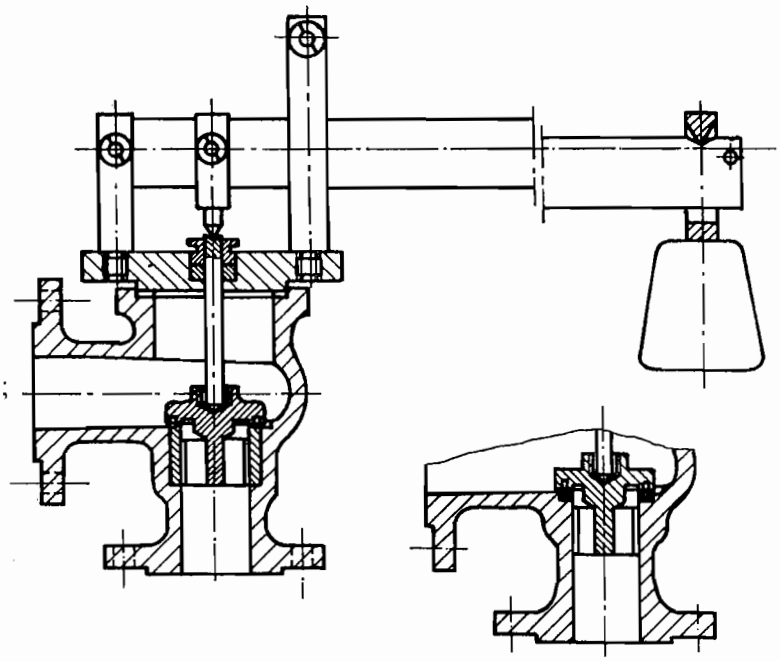


Slika 543. Klipni ventil: *1* klip; *2* i *3* brtveni prsteni; *4* poklopac; *5* otvor

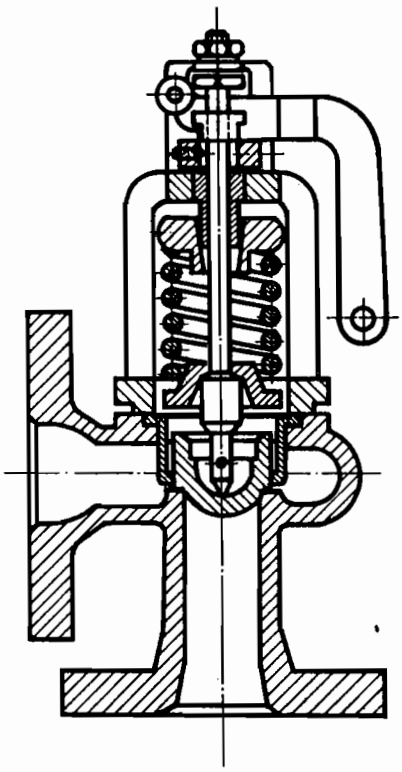
Odbojni ventili (sl. 544) otvaraju i zatvaraju se automatski u zavisnosti od razlike tlaka ispred i iza sjedišta ventila. Upotrebljavaju se za automatsko zatvaranje vodova ako npr. dođe zaustavljanjem pumpe do prestanka dobave medija. Tlak u dijelu cjevovoda iza ventila neće pasti.



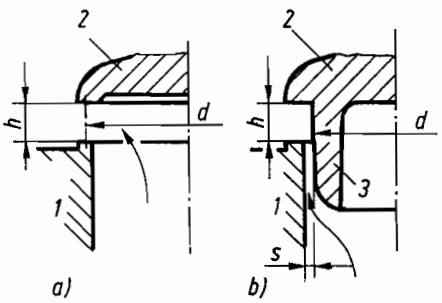
Slika 544. Odbojni ventil: *1* kućište; *2* zapornik; *3* odzračni provrt; *4* poklopac



Slika 545. Sigurnosni ventil s utegom



Slika 546. Sigurnosni ventil s oprugom



Slika 547. Presjek otvora prolaznog i prigušnog ventila: *1* kućište, *2* tanjur, *3* prigušni ovratnik *a*) kod prolaznog; *b*) kod prigušnog ventila

Sigurnosni ventili su za vrijeme urednog odvijanja pogona zatvoreni, a otvaraju se automatski ukoliko tlak u vodu prijeđe dopuštenu granicu. Na tanjur ventila, a preko njega na njegovo sjedište, djeluje opruga ili uteg, što je moguće nastavljati. Otvaranje ventila nastupit će kada tlak u vodu savlada silu opruge ili utega. Na slici 545 prikazan je sigurnosni ventil s utegom, a na slici 546 sigurnosni ventil s oprugom. Sigurnosni ventili se primjenjuju radi zaštite od opasnosti pretlaka u vodovima s parom, uljem

itd. U uljnom sustavu motora s unutarnjim izgaranjem djeluje nastavljivi sigurnosni ventil kao ventil za regulaciju tlaka.

Prigušni ventili služe za mijenjanje toka medija. Oni djeluju istovremeno kao zaporni, od kojih se razlikuju samo prigušnim ovratnikom. Kod zapornog ventila potrebno je samo nekoliko okretaja vretena da bi se otvorio cijeli presjek za prolaz medija. Fino nastavljanje prolaza medija nije moguće. Presjek otvora prolaznog i prigušnog ventila sa prigušnim ovratnikom prikazuje slika 547. Prigušni ovratnik omogućuje povećanje presjeka za prolaz medija zavisno od hoda vretena.

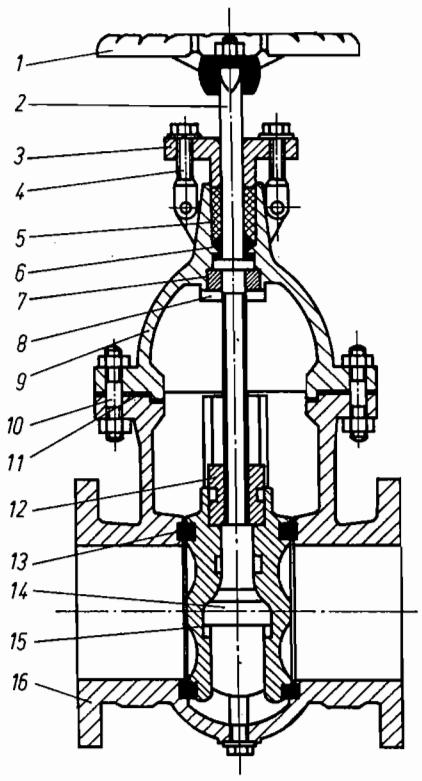
Brzozatvarajući ventili imaju zadatak da kod turbinskih postrojenja omoguće automatsko zatvaranje dovoda pare kada nastupi opasnost, npr. kod prestanka podmazivanja ležaja ili previsoke brzine vrtnje turbine. Ventil se uključuje kao automatski zaporni ventil u glavni dovod pare. U normalnom pogonu ventil je otvoren. Za zatvaranje služi sila opruge. U normalnom pogonu ventil se drži otvorenim pomoću posebne zapore. Kada nastupi opasnost zapora se automatski, najčešće hidraulički, povlači tako da opruga zatvara ventil.

Ventili koji djeluju u slučaju loma cijevi su također otvoreni za vrijeme normalnog pogona. Zatvaraju se automatski kada u dijelu iza njih nastane nagao pad tlaka.

Redukcioni ventili snizuju kod pare ili plinova (u bocama) pritisak u dijelu voda iza ventila. Visinu redukcije pritiska moguće je točno nastaviti. Sili koja djeluje na tanjuru, a proizlazi iz pritiska medija ulazne strane, suprostavlja se sila opruge ili utega i pritiska na tanjuru izlazne strane. Otvor se nastavlja prema količini trošenja medija.

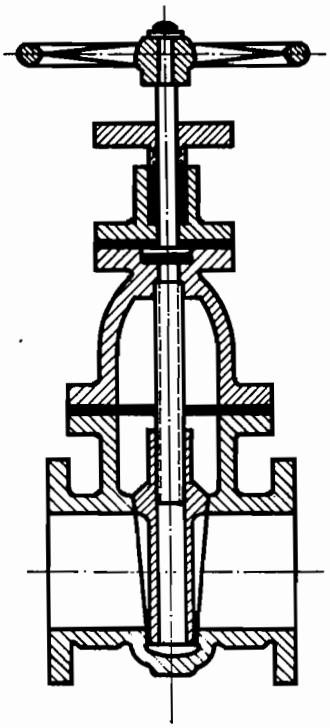
14.4.3. Zasuni

Na slici 548 prikazan je *zasun sa raspornim klinom* i njegovi glavni dijelovi (JUS M.C5.600, zasuni za opće svrhe: definicije, zajedničke odredbe). Zaporno tijelo zasuna može biti jednodjelno ili dvodjelno, u obliku ploče, klina ili klipa, a izvlači se pri otvaranju potpuno izvan toka medija. Iz toga proizlazi da su ugradbene mjere zasuna velike. Između naležnih površina zapornog tijela i kućišta javlja se pri otvaranju i zatvaranju klizanje.

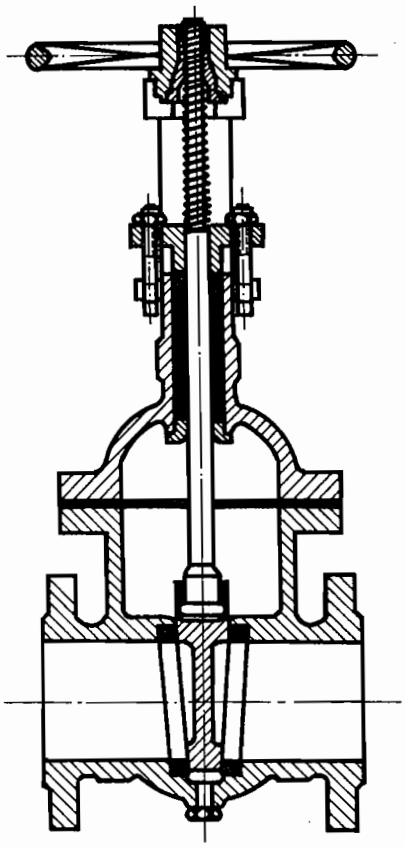


Slika 548. Zasun sa zapornim klinom
1 ručno kolo; *2* vreteno; *3* brtvenica; *4* zglobni vijak *5* brtvilo; *6* prsten; *7* učvršćenje ojačanja vretena; *8* osiguranje; *9* kapa; *10* vijak; *11* brtva; *12* matica; *13* prsten; *14* razupora; *15* ploče; *16* kućište

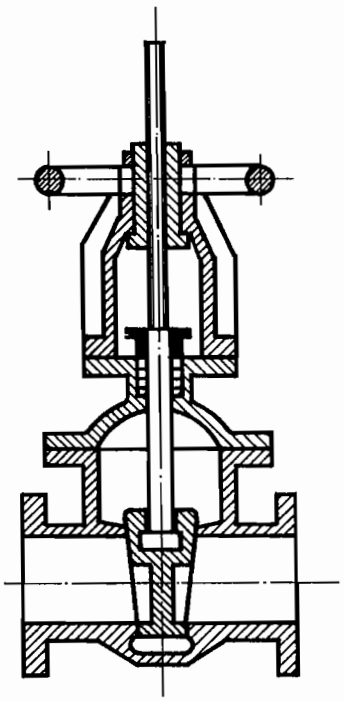
Vreteno može vršiti samo kružno gibanje, pri tome je aksijalno nepomično (sl. 549), može zatim vršiti kružno gibanje i aksijalno pomicanje (sl. 550), a može se samo aksijalno pomicati (sl. 551). Prva izvedba odlikuje se malom ugradbenom visinom, vreteno nije izloženo prljavšitini, ali je zato izloženo utjecaju medija, zatvoreno je i teško se može kontrolirati. Druga izvedba bolje štiti vreteno od agresivnog medija, ali treba veću ugradbenu visinu. Treća izvedba omogućuje bolju kontrolu vretena, potreban ugradbeni prostor je niži, no izvedba je skupa.



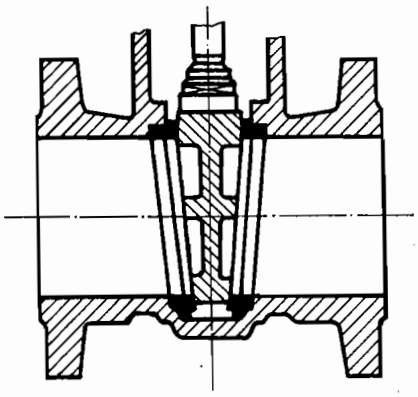
Slika 549. Zasun s aksijalno nepomičnim vretenom



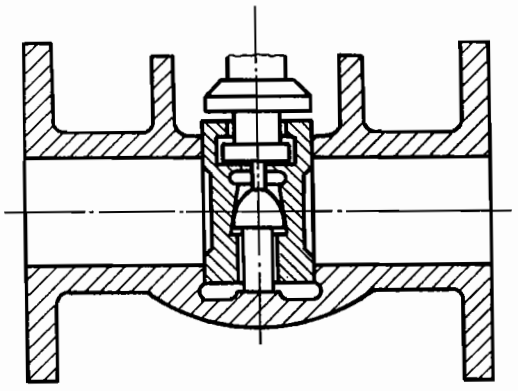
Slika 550. Zasun s aksijalno pomičnim i okretljivim vretenom



Slika 551. Zasun s aksijalno pomičnim vretenom



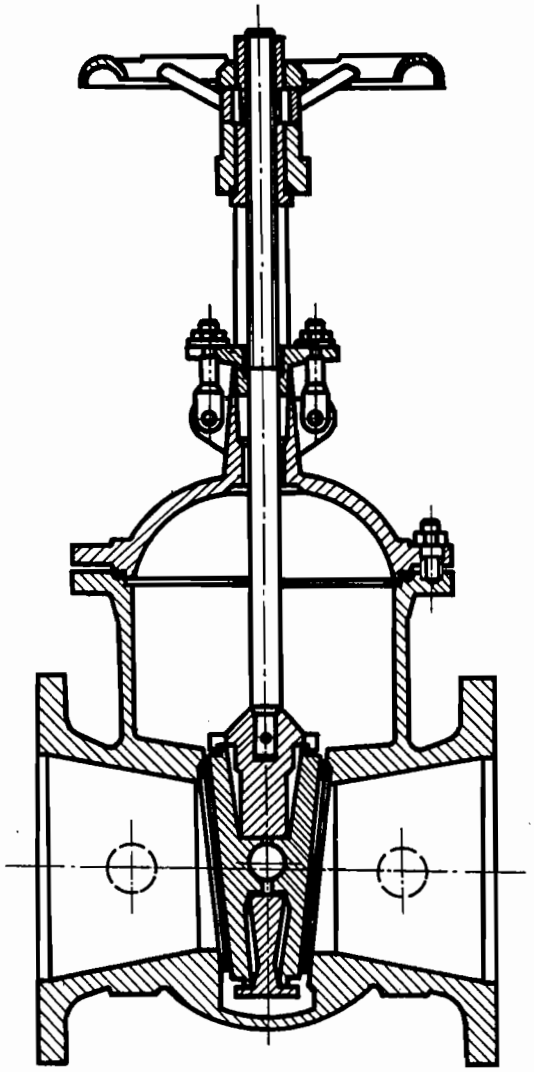
Slika 552. Zasun s krutim jednodjelnim zapornim tijelom



Slika 553. Zasun s podesivim višedjelnim zapornim tijelom

Prema osnovnom obliku kućišta razlikujemo *plosnate*, *ovalne* i *okrugle zasune* (JUS M.C5.600).

Prema konstrukciji zapornog tijela dijelimo zasune na one sa *krutim zapornim tijelom* (sl. 552) i na one s *podesivim zapornim* tijelom, slika 553 (sastavljenim od više dijelova čiji se međusobni položaj može mijenjati, pa se na taj način zaporno tijelo može prilagoditi obliku sjedišta kućišta). S obzirom na mogućnosti priključenja na cjevovod dijelimo zasune na one *s prirubnicama*, na zasune *s navojnim priključcima* i na zasune *s priključcima za zavarivanje.*



Zasuni ne mijenjaju smjer toka medija, pa su pri potpuno otvorenom zasunu faktori gubitaka tlaka niski. Kod zasuna može se smjer gibanja medija jednostavno promijeniti. Vrijeme zatvaranja je dosta dugo. Na naležnim površinama javlja se trenje klizanja, pa je time povećano trošenje.

Zasuni su najrašireniji zaporni organi. Upotrebljavaju se za tekućine, plinove i paru, za srednje i velike nazivne promjere, a za sve tlakove. Ugradbene duljine su malene. Zasuni omogućuju fino nastavljanje djelomičnog otvaranja, što omogućuje točno nastavljanje količine protoka. Sile potrebne za pokretanje zapornog tijela su dosta visoke radi trenja između ploče i sjedišta zasuna.

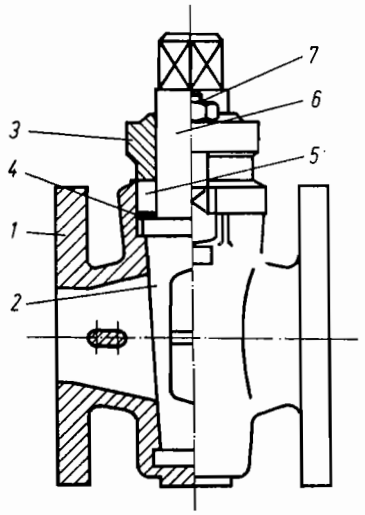
Na slici 554 prikazan je zasun sa zapornim tijelom u obliku klina s klinastim pločama, koje se automatski nastavljaju.

Slika 554. Zasun sa zapornim tijelom u obliku klina, s klinastim pločama koje se automatski nastavljaju

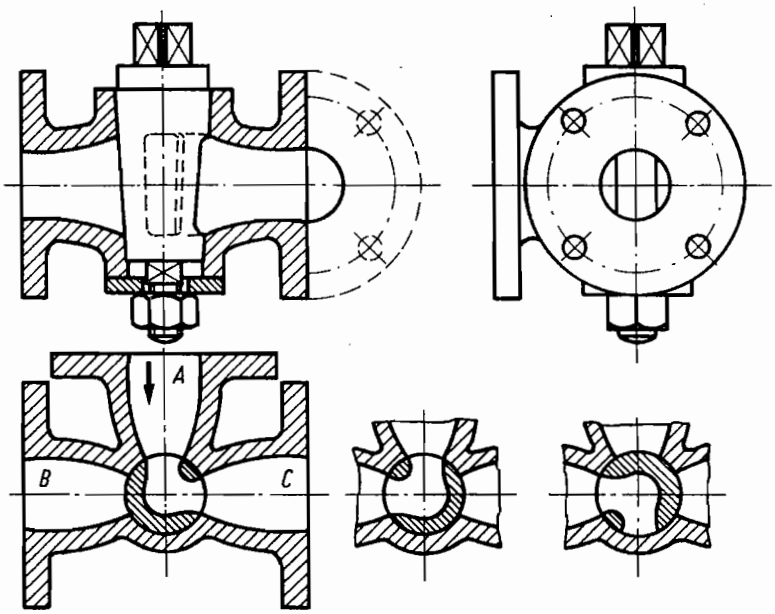
14.4.4. Pipci (Slavine)

Pipci su najjednostavniji zaporni organi. Sastoje se od kućišta sa priključcima u obliku prirubnica i navoja, cilindričnog, češće stožastog zapornog tijela, zatim dijelova za uležištenje, odnosno učvršćenje i posluživanje. Kod pipaca za agresivne, otrovne i guste medije postoje dodatno još brtvenice za brtvenje, uređaji za zagrijavanje i podmazivanje. Razlikujemo *ravne*, *kutne* i *trokrake pipce* (JUS M.C5.400). Na slici 555 prikazan je pipac s brtvenicom i prirubnicama s popisom glavnih dijelova. Na slici 556 prikazan je trokraki pipac (omogućuje, osim zapiranja, i promjenu smjera toka od A u B ili u C).

Materijal kućišta pipaca i zapornih tijela su lijevano željezo, mesing, različite bronce, laki metali, umjetni materijali, staklo i glina (za specijalne svrhe). Otvor u zapornom tijelu trapezasta je presjeka, zaobljenih krajeva.



Slika 555. Pipac s brtvenicom i prirubnicama
1 kućište; *2* stožac pipca; *3* očnica brtvenice; *4* stremen vretena; *5* prostor brtvenice; *6* vrteno; *7* vijak



Slika 556. Trokraki pipac

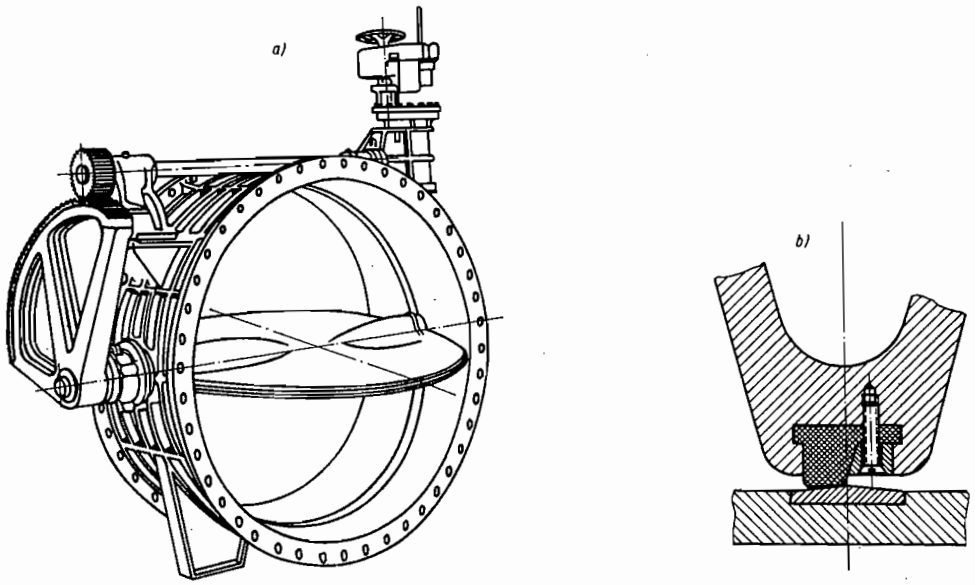
Pipci nalaze primjenu u niskotlačnom području i za male nazivne promjere i to tamo gdje se zahtijeva brzo zatvaranje i otvaranje i gdje time izazvani udari nemaju značenja. Odlikuju se jednostavnom izradom, malim ugradbenim mjerama, malim gubicima tlaka dobrim mogućnostima za promjenu smjera i mogućnostima za ubrušavanje sjedišta. Nedostaci su u velikom trošenju brtvenih površina izazvanim stalnim trenjem i promjenom veličine sile posluživanja pipca.

14.4.5. Zaklopke

Zaklopke se upotrebljavaju kao zaporni, regulacioni i sigurnosni organi (povratne zaklopke). Kao prigušni organi za zapiranje i regulaciju ugrađuju se zaklopke izravno u cijevne vodove. Kućište, najčešće bez proširenja, produženje je cijevovoda. Zaporno tijelo može biti pločasto, lećasto ili sandučasto, okruglo ili četvrtasto, a okretno je oko osi okomite na smjer strujanja. Zapornim tijelima se koji put, zbog smanjenja gubitaka, daje hidrodinamičan oblik. Osovina oko koje se zaporno tijelo okreće može biti smještena na sredini zapornog tijela ili sa strane. U zatvorenom položaju stoji zaporno tijelo, za razliku od otvorenog položaja, u gotovo okomitom položaju u odnosu na smjer strujanja. Pogon zapornog tijela vrši se bilo rukom bilo motorom preko odgovarajućih prijenosnih elemenata (zupčani segment i mali zupčanik, segment pužnog kola i puž). Brtvenje zapornog tijela prema kućištu može se obaviti posebno ugrađenim prstenima, ili bez njih. Pri tome treba,

osim kod specijalnih konstrukcija, uzimati u obzir i određene gubitke medija prodiranjem kroz površinu brtvenja.

Prigušne zaklopke odlikuju se potrebom malog prostora, malim silama za posluživanje, kratkim vremenima nužnim za početak djelovanja, mogućnošću upotrebe za velike nazivne promjere, srednje i visoke pogonske tlakove, te mogućnošću promjene smjera toka. U normalnoj izvedbi i kod većih nazivnih promjera nisu nepropusne. Gubici su kod otvorenog i samo malo pritvorenog zapornog tijela relativno niski (vidi tablicu 159). Na slici 557 prikazana je prigušna zaklopka s lećastim zapornim tijelom. Brtvi se brtvenim prstenima od gume ili metala.



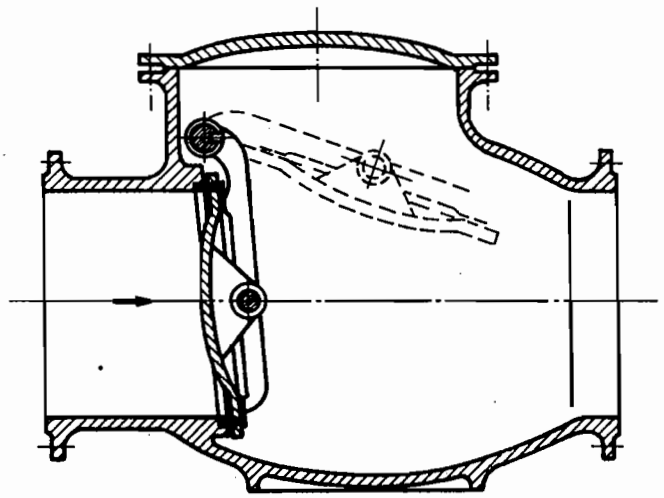
Slika 557. Prigušna zaklopka s lećastim zapornim tijelom: *a*) izgled; *b*) detalj brtvenja

Kao specijalan oblik zaporne zaklopke može se uzeti povratna zaklopka (sl. 558). Sastoji se od kućišta i zapornog tijela okretnog oko osi smještene iznad zapornog tijela. Medij koji struji podiže automatski zaporno tijelo.

Tablica 159. Koeficijenti gubitaka pojedinih zapornih organa

Zaporni organ	Koeficijenti gubitaka tlaka		
	nazivni promjeri mm	odnos hoda prema promjeru $h/d=0{,}2$ do 1,0	nastavljeni kut 10° do 60°
Normalni ventil (ravno sjedište)	4,4 do 3,6		
Normalni kutni ventil (ravno sjedište)	3,2 do 5,3		
Kosi ventil	2,7 do 2,4		
Klinasti ovalni zasun		1,8 do 0,07	
Pločasti zasun		3,5 do 0	
Klinasti zasun		5,8 do 0,15	
Prigušna zaklopka s lećastim profilom			1 do 8,4
Prigušna zaklopka s plosnatim profilom			0,8 do 11,8

Kada brzina strujanja medija opadne smanjuje se otvor, a kad medij ne struji ili se smjer strujanja promijeni otvor se potpuno zatvara. Brtvenje kućišta je mesingom ili kod agresivnog medija nerđajućim materijalima. Brtvenje zapornog tijela je metalom ili gumom.



Slika 558. Povratna zaklopka

14.4.6. Principi gradnje cijevnih sustava

Pogonska sigurnost

- Pregledni, lako pristupačni cijevni vodovi.
- Mogućnost brzog zatvaranja.
- Pravilan izbor materijala.
- Dobre i lako izmjenljive brtve.
- Ako je potrebno: mogućnost odzračivanja, odvodnjavanja, odmuljivanja i pražnjenja cjevovoda.
- Koroziona zaštita.
- Jednoznačno označavanje.
- Zaporni, kontrolni i regulacioni organi treba da su sigurni i djelotvorni (eventualno automatski signali u slučaju opasnosti za cjevovod).
- Voditi računa o potrebnom nagibu (padu),
- Predvidjeti mogućnost dilatacije.
- Pravilno podupiranje cjevovoda u uporištima i ležajevima.
- Uzimanje u obzir utjecaja okoline.

Ekonomičnost

- Smanjenje gubitaka strujanja održavanjem jednakih presjeka cjevovoda.
- Pravilan izbor brzina strujanja.
- Izbjegavanje nepotrebnih lukova i primjena armature i fazonskih dijelova, s dobrim karakteristikama strujanja.
- Pravilan izbor materijala.
- Dati prednost ravnim vodovima.
- Težiti da vodovi budu kratki.

Mogućnost proširenja

Pri projektiranju pogona mora se u svakom slučaju voditi računa o mogućnostima proširenja cjevovoda, da ne bi cjevovodi predstavljali smetnje mogućem proširenju.

Plansko održavanje

- Predvidjeti mogućnost lagane montaže i demontaže.
- Osigurati mogućnost popravaka da se ne zaustavlja pogon odgovarajućim prespajanjem.
- Osigurati dobru pristupačnost dijelovima koji znače opasnost.

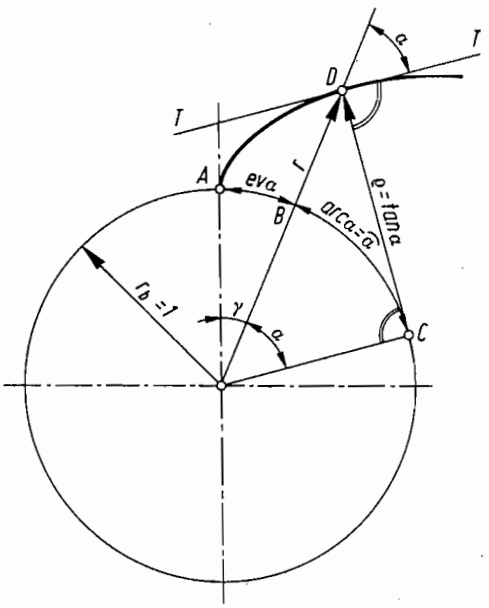
Crteži cijevnih vodova

Za svaku instalaciju cijevnih vodova moraju postojati odgovarajući crteži. Način rada cjevovoda, njegove zaporne, kontrolne i sigurnosne funkcije moraju biti lako uočljive. Plan polaganja cjevovoda mora biti nacrtan u mjerilu, ali tako da je raspored sustava cjevovoda prikazan u za to predviđenom prostoru. Za cijevne vodove koji bi mogli da kolidiraju s dijelovima strojeva, aparata i zgrada, u čijoj blizini bi trebali da prolaze, treba i cjevovod i te dijelove nacrtati u mjerilu s glavnim konturama, da bi se točno utvrdio stvarno raspoloživ prostor za posluživanje i montažu. Ako je u jednom prostoru predviđeno više cijevnih sustava, potrebno ih je u crtežima označiti bojama, a i same cjevovode prije puštanja u pogon odgovarajuće obojiti.

15. DODATAK UZ 9.1.9.

15.1. EVOLVENTNE FUNKCIJE

Pomoću evolventnih funkcija može se odrediti debljina zuba na bilo kojem polumjeru r, ako su nazivne debljine zuba V-zupčanika na diobenoj kružnici izražene jednadžbama:



Slika 559. Geometrijski odnosi jedinične evolvente

Vanjsko ozubljenje

V-PLUS zupčanik . . . $s=\frac{p}{2}+2x\cdot m\cdot\tan\alpha$

V-MINUS zupčanik . . . $s=\frac{p}{2}-2x\cdot m\cdot\tan\alpha$

Unutrašnje ozubljenje

V-PLUS zupčanik . . . $s=\frac{p}{2}-2x\cdot m\cdot\tan\alpha$

V-MINUS zupčanik . . . $s=\frac{p}{2}+2x\cdot m\cdot\tan\alpha$

Za konstrukciju evolvente čiji je polumjer temeljne kružnice $r_b=1$, prema slici 559 iznose lukovi:

$$\overset{\frown}{AC}=\overline{DC}=\varrho=\tan\alpha$$

$$\overset{\frown}{AB}=\text{ev}\,\alpha=\tan\alpha-\overset{\frown}{\alpha}=\overset{\frown}{\gamma}$$

ev α je evolventna funkcija kuta, a čita se „evoluta α".
α u ° tlačni kut
γ u ° polarni kut.

Prema slici 560 iznosi u odnosu na temeljnu kružnicu luk:

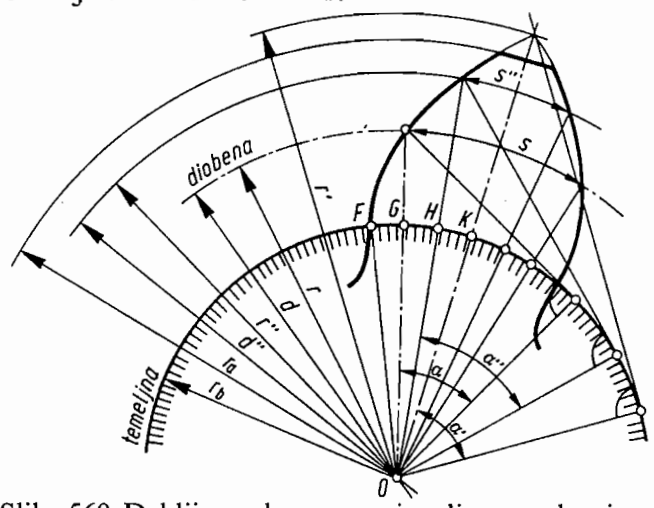
$$\overset{\frown}{FG}=r_b(\tan\alpha-\overset{\frown}{\alpha})=r_b\cdot\text{ev}\,\alpha$$

$$\overset{\frown}{FH}=r_b(\tan\alpha''-\overset{\frown}{\alpha''})=r_b\cdot\text{ev}\,\alpha''$$

$$\overset{\frown}{GH}=\overset{\frown}{FH}-\overset{\frown}{FG}=r_b(\text{ev}\,\alpha''-\text{ev}\,\alpha)$$

$$\frac{\overset{\frown}{GK}}{\frac{s}{2}}=\frac{r_b}{r},\quad \overset{\frown}{GK}=\frac{s\cdot r_b}{2\cdot r}$$

Nadalje je $\frac{s''}{2}=(\overset{\frown}{GK}-\overset{\frown}{GH})\frac{r''}{r_b}$



Slika 560. Debljina zuba s na proizvoljnom polumjeru

Uvrštavanjem vrijednosti za $\widehat{GK}$ i $\widehat{GH}$, dobiva se debljina zuba s'' na polumjeru r'', odnosno promjeru d''.

$$s''=2\left[\frac{s\cdot r_b}{2\cdot r}-r_b(\text{ev }\alpha''-\text{ev }\alpha)\right]\frac{r''}{r_b}$$

$$s''=2r''\left(\frac{s}{2r}+\text{ev }\alpha-\text{ev }\alpha''\right)=d''\left(\frac{s}{d}+\text{ev }\alpha-\text{ev }\alpha''\right)$$

Kut α proizlazi iz odnosa $r_b=r\cdot\cos\alpha=r''\cos\alpha''$

$$\cos\alpha''=\frac{r}{r''}\cos\alpha=\frac{d}{d''}\cos\alpha$$

Debljina zuba na temeljnoj kružnici s_b dobiva se iz uvjeta: ev $\alpha''=$ ev $\alpha_b=0$

$$s_b=2r_b\left(\frac{s}{d}+\text{ev }\alpha\right)$$

Tjemena debljina zuba s_a dobiva se pomoću kuta α_a iz odnosa $r_b=r_a\cdot\cos\alpha_a$, odnosno $\cos\alpha_a=\dfrac{r_b}{r_a}$

$$s_a=2r_a\left(\frac{s}{d}+\text{ev }\alpha-\text{ev }\alpha_a\right)$$

Kut α' pri kojem zub postaje šiljak, dobiva se za $s=0$

$$2r\left(\frac{s}{d}+\text{ev }\alpha-\text{ev }\alpha'\right)=0$$

$$\text{ev }\alpha'=\frac{s}{d}+\text{ev }\alpha$$

Polumjer odnosno promjer na kojem zub postaje šiljak dobiva se iz odnosa:

$$r'=r\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$$

$$d'=d\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$$

Vrijednosti evolventnih funkcija dane su u slijedećoj tablici.

Evolventne funkcije $\widehat{\gamma} = \text{ev}\,\alpha = \tan\alpha - \widehat{\alpha}$

$\alpha°$	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0,0017941	0,0018489	0,0019048	0,0019619	0,0020201	0,0020795	0,0021400	0,0022017	0,0022646	0,0023288
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290	0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059027	0,0060254
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,0074927	0,0076372	0,0077835	0,0079318	0,0080820	0,0082342	0,0083883	0,0085444	0,0087025	0,0088626
17	0,0090247	0,0091889	0,0093551	0,0095234	0,0096937	0,0098662	0,0100407	0,0102174	0,0103963	0,0105773
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015850	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029600
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031130	0,031521	0,031917	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059809	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964	0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805	0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384	0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750	0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954	0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
41	0,153702	0,155025	0,156358	0,157700	0,159052	0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106	0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180	0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346	0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863

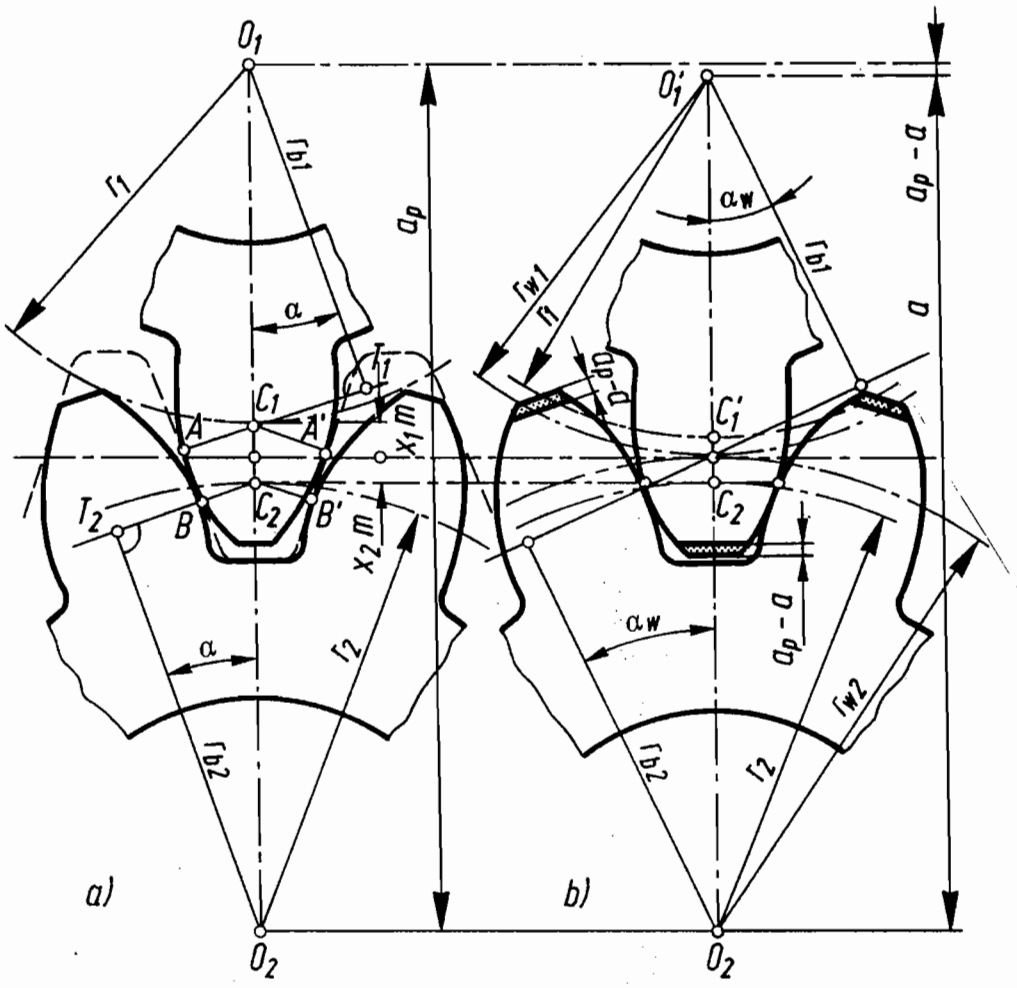
15.2. PRORAČUN RAZMAKA OSI ČELNIKA UPOTREBOM EVOLVENTNIH FUNKCIJA

Dovedemo li oba zupčanika V para u položaj da njihovi bokovi dodiruju standardni profil, kako to pokazuje sl. 561a, neće se pri tome međusobno dodirivati diobene kružnice a ni bokovi zuba. Standardni profil dodiruje bokove zupčanika 1 u točkama A i A′, a zupčanika 2 u točkama B i B′. Između diobenih kružnica postoji razmak veličine:

$$\overline{C_1C_2} = x_1 m + x_2 m = m(x_1 + x_2)$$

Razmak osi $\overline{O_1O_2}$ iznosi:

$$a_p = r_1 + r_2 + \overline{C_1C_2} = r_1 + r_2 + m(x_1 + x_2)$$



Slika 561. V-par zupčanika: *a*) u položaju da njihovi bokovi dodiruju standardni profil; *b*) u položaju neposrednog dodira bokova bez zračnosti

Pri ovom razmaku osi $\overline{O_1O_2} = a_p$ postoji između bokova zračnost. Budući da do momenta kada se budu određivale izradne tolerancije, moraju dimenzije zupčanika biti takve da omogućuju neposredni dodir bokova bez zračnosti, treba zupčanike V para dovesti na razmak osi $a < a_p$, sl. 561b.

Razmak osi V para $a \neq r_1 + r_2$. Prema tome se zupčanici neće dodirivati svojim diobenim kružnicama. Dodirivat će se kinematskim kružnicama r_{w1} i r_{w2}. Razmak osi $\overline{O'_1O_2}$ jednak je zbroju polumjera kinematskih kružnica

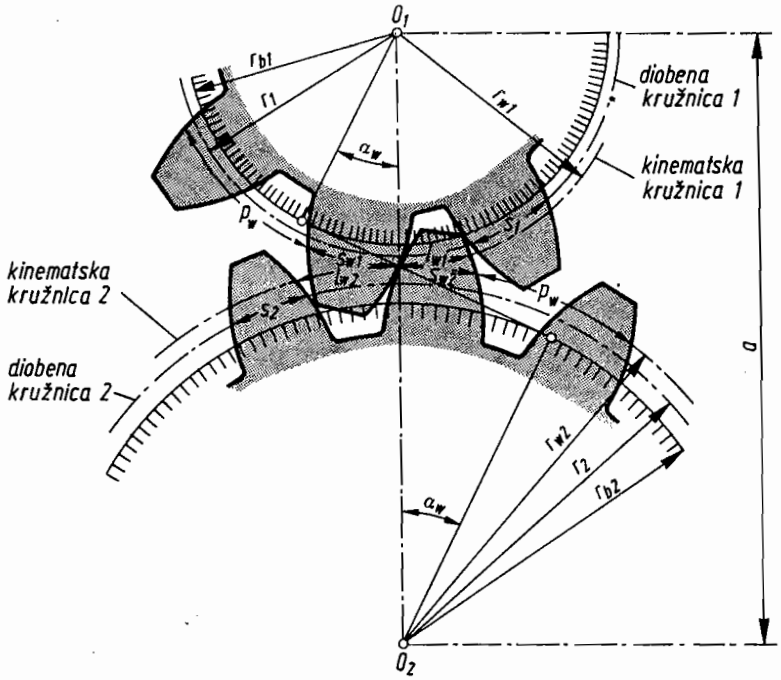
$$\overline{O'_1O_2} = a = r_{w1} + r_{w2}$$

Ove kinematske kružnice valjaju se međusobno jednakim obodnim brzinama. Radi toga moraju i koraci kinematskih kružnica (p_w) biti međusobno jednaki. Budući da je debljina zuba jednog zupčanika jednaka širini uzubine drugog zupčanika može se pisati:

$$s_{w1} = l_{w2} \quad \text{i} \quad s_{w2} = l_{w1}$$

Na sl. 562 je pokazano da je zbroj debljina zuba na kinematskim kružnicama jednaka koraku kinematske kružnice p_w

$$p_w = s_{w1} + l_{w1} = s_{w2} + l_{w2} = s_{w1} + s_{w2}$$



Slika 562. Razmak osi V-para bez bočne zračnosti

Prema ranijem, korištenjem evolventnih funkcija, može se debljina zuba na kinematskim kružnicama izraziti jednadžbama

$$s_{w1} = d_{w1}\left(\frac{s_1}{d_1} + \text{ev}\,\alpha - \text{ev}\,\alpha_w\right)$$

$$s_{w2} = d_{w2}\left(\frac{s_2}{d_2} + \text{ev}\,\alpha - \text{ev}\,\alpha_w\right)$$

Uvrštavanjem dobiva se:

$$p_w = s_{w1} + s_{w2} = d_{w1}\left(\frac{s_1}{d_1} + \text{ev}\,\alpha - \text{ev}\,\alpha_w\right) + d_{w2}\left(\frac{s_2}{d_2} + \text{ev}\,\alpha - \text{ev}\,\alpha_w\right)$$

Sa $d_w=\frac{p_w \cdot z}{\pi}$, $s=\frac{p}{2}+2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha=m\left(\frac{\pi}{2}+2 \cdot x \cdot \tan \alpha\right)$ i $d_1=z_1 \cdot m$, $d_2=z_2 \cdot m$, dobiva se:

$$p_w=\frac{p_w \cdot z_1}{\pi}\left[\frac{1}{z_1}\left(\frac{\pi}{2}+2\, x_1 \tan \alpha\right)+\operatorname{ev} \alpha-\operatorname{ev} \alpha_w\right]+$$

$$+\frac{p_w \cdot z_2}{\pi}\left[\frac{1}{z_2}\left(\frac{\pi}{2}+2\, x_2 \tan \alpha\right)+\operatorname{ev} \alpha-\operatorname{ev} \alpha_w\right]$$

Skraćenjem p_w i sređivanjem jednadžbe dobiva se:

$$0=2\,(x_1+x_2) \tan \alpha-(z_1+z_2)\,(\operatorname{ev} \alpha_w-\operatorname{ev} \alpha)$$

Iz gornje jednadžbe proizlazi zbroj faktora pomaka profila:

$$x_1+x_2=z_1+z_2 \frac{\operatorname{ev} \alpha_w-\operatorname{ev} \alpha}{2 \tan \alpha}$$

Pogonski kut zahvatne crte α_w, ako su zadani faktori pomaka profila iznosi:

$$\operatorname{ev} \alpha_w=2 \frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} \tan \alpha+\operatorname{ev} \alpha$$

Ako je zadan razmak osi a glasi jednadžba pogonskog kuta zahvatne crte:

$$\cos \alpha_w=\frac{z_1+z_2}{2a} \cdot m \cdot \cos \alpha$$

Prema ranijem proizlazi:

$$d_{w1}=d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \qquad d_{w2}=d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

$$a=\frac{d_{w1}+d_{w2}}{2}=\frac{d_1+d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}=m \cdot \frac{z_1+z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Smanjenjem razmaka osi od a_p na a smanjila se i tjemena zračnost c ($c=1{,}25$ m). Ako pri neposrednom dodiru bokova bez zračnosti treba sačuvati tjemenu zračnost c treba smanjiti tjemeni promjer (vidi sl. 561b) za razliku:

$$a_p-a=k \cdot m=r_1+r_2+m\,(x_1+x_2)-a$$

k je faktor skraćenja tjemena

Tjemeni promjer nakon skraćenja tjemena iznosi:

$$d_{ak}=d+2xm-2km=d_a-2km$$

Ako nije izvršeno skraćenje tjemena preostali dio tjemene zračnosti iznosi:

$$c=a-\frac{d_{a1}+d_{f2}}{2}=a-\frac{d_{a2}+d_{f1}}{2} \geqq c_{min}$$

LITERATURA DODATKA

Autorenkolektiv: Handbuch für den Rohrleitungsbau. VEB Verlag Technik, Berlin, 1972.

Bolek A.: Části strojů. Nakladatelství Československe Akademié věd, Praha, 1961.

DIN 8220 (Entw. 1957) Reibräder

Dittrich, O.: Konstruktion stufenlos verstellbarer Umschlingungsgetriebe. Der Maschinenmarkt 13a, Würtzburg, 1961.

Dobrovoljski, V.A. – Zablonski, K.I. – Mak, S.L. – Radčik, A.S. – Erich, L.B.: Detali maschin. Mašgiz, Kiev, 1961.

Esipenko, J.I.: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe. Staatverlag für Technische Literatur, Kiew, 1961.

Förster, H.J.: Zur Berechnung des Wirkungsgrades von Planetengetrieben. Z. Konstruktion (1969) H5.

Fronius, S.: Konstruktionslehre Antriebselemente. VEB Verlag Technik, Berlin, 1979.

Fritsch, F.: Berechnung von Planetengetrieben. Östereich. Ing. Z (1974) H.12.

Karwazki, B.L.: Automatische Bremsen. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1955.

Köhler, G. – Rögnitz, H.: Maschinenelemente, Teil 2. Taubner, Stuttgart, 1976.

Kurth, F.: Grundlagen der Fördertechnik. Technik Verlag, Berlin, 1971.

Looman, I.: Berechnung von Planetengetrieben. VDI–Berichte 332, 1979.

Lutz, O.: Grundsätzliches über stufenlos verstellbare Wälzgetribe. Z. Konstruktion 10 (1958) H.11.

Mayer, E.: Aksiale Gleitringdichtungen. VDI–Verlag, Düsseldorf, 1963.

Müller, H.W.: Die Umlaufgetriebe. Springer Verlag, Berlin, 1971.

Nieman, G.: Maschinenelemente. Zweiter Band. Springer Verlag. Berlin, 1963.

Pretsch, E. – Ullman, H. – Schmidt, H.J.: Rohrleitungen und Rohrleitungsarmaturen. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1964.

Simonis, F.W.: Stufenlos verstellbare mechanische Getribe. 2. Aufl. Springer–Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1959.

Strauch, H.: Theorie und Praxis der Planetengetribe. Krauskopf–Verlag, 1970.

Thomas, A.K.: Grundzüge der Verzahnung. Carl Hanser Verlag, München, 1957.

Thomas, W.: Reibscheiben–Regelgetriebe. Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1954.

Titze, H.: Elemente des Apparatenbaues. Springer–Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1963.

Trutnovsky, K.: Konstruktionsbücher, Band 17. Springer–Verlag, Heidelberg, New York, 1975.

Trutnovsky, K.: Einteilung der Dichtungen. Z. Konstruktion 20, 1968.

Trutnovsky, K.: Berührungsfreie Dichtungen, 2. Aufl. VDI–Verlag, Berlin, 1964.

Trutnovsky, K.: Berührungsdichtungen an ruhenden und Bewegten Maschinenteilen. VDI–Verlag, Berlin, 1955.

Tschanter, E.: Weichstoff–Reibräder. Z. Konstruktion H. 8, 1955.

VDI–Richtlinie 2157: Planetengetriebe Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen. VDI–Verlag, Düsseldorf, 1978.

Veit, G.: Taschenbuch der Dichtungtechnik. Hanser Verlag, München, 1971.

Volk, W.:Absperrorgane in Rohrleitungen. Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1959.

Wolf, A.: Grundzüge der Umlaufgetriebe. Vieweg. Braunschweig, 1968.

KAZALO POJMOVA

Adsorbcione sile 457
aksijalni ležaj, bačvasti, samoudesiv 230
– –, hidrostatski 217
– –, –, koeficijent trenja 218
– –, –, volumenski protok ulja 218
– –, igličasti 230
– –, jednostavni 216
– –, valjni 228, 230
amplituda čvrstoće oblika vijka 100
– naprezanja vijka 100
apsolutna debljina uljnog sloja 209
– zračnost ležaja 209
apsolutno klizanje tarenice 430
A–puž 392
automatski uređaj za podmazivanje 199
automatsko brtvenje 465

Bačvasti ležaj 226
– –, aksijalni, samoudesivi 230
bakarna cijev 482
beskonačni remen 280
– –, klinasti, uski 283
bešavna cijev s navojem 481
bezdodirna brtva 473, 474
bezdodirno brtvenje 248
bočna zračnost 334
bočni korak 345
– kut zahvatne crte 345
– tlak matice 108
– – pera 118
bok, nosivost 366
–, rupičavost (pitting) 366
– stožnika, nosivost 382
– bok V–NULTI 337
– zuba, klizanje 331
– –, nagib 344
bombirano dno 26
– –, debljina stijenke 25
bradavičasto zavarivanje 45, 49
broj članaka lanca 317
–, pužni 393
–, Sommerfeldov 210
– zubi čelnika, granični 335, 336
– –, dopunski 375
– –, fiktivni 347
– – stožnika, granični 375
– –, virtualni 375
– – zupčanika, omjer 326
brojilo, faktor pomaka 338
brtva, bezdodirna 473, 474
–, delta 466
–, hidraulik 468
–, karakteristika 495
–, labirinta 244, 245
–, materijal 456
–, meka 461
–, membranska 478
– od više materijala 461
–, plosnata 461
–, –, tvrda 463
–, profilna meka 463
– s brusnim djelovanjem 242, 245
–, stlačiva 468
–, tvrda 461
–, –, profilna 464
brtveni prsten, radijalni 246
brtvenje, automatsko 465
– bez brtvi 463
–, bezdodirno 248
– brtvenicom 243, 465
– brtvilom 468
– dijela koji miruje 456, 458
– – koji se kreće, dodirno 466, 467
–, dinamičko 456
–, dodirno 457, 466, 467
– kitom 460
– kliznim prstenom 473
–, labirintno 245
– manšetom 470
–, nerastavljivo 459
–, plastičnom deformacijom 465
– pogonskim tlakom 465
– profilnom brtvom 463
–, rastavljivo 461
– rotirajućeg dijela 452, 466
– s mekim brtvilom 468
– silikonskim kaučukom 416
–, statičko 456
– tekućinom 477
– umjetnim lakom 460
– uvaljavanjem 460
– uzdužnim prešanjem 460
– vratila 472
– zavarivanjem 459
– zračnošću 444, 475
– žljebovima 244
brtvilo postojanog oblika 472

brzina klinastog remena, optimalna 288
– klizanja bokova puža 394
– vrtnje, fleksiona 186
– – planetarnog prijenosnika 415
– – satelita 411
– –, torziona 187
– –, valjnog ležaja, granična 237
– zupčanika, obodna 326
brzozatvarajući ventil 505, 509
bučnost u radu zupčanika 400

Centralni zupčanik 409
centrifugalna sila lanca 318
– spojka 263
– –, čeljusna 264
centriranje cjevastog vratila 117
– zupčastog vratila 118
cijev, aluminijska 484
–, bakarna 482
–, bešavna s navojem 481
–, čelična, precizna 482
–, fazonski dijelovi 490
–, koeficijent trenja 487
–, mesingana 484
–, nazivni primjer 481
– od sivog lijeva 481
– od umjetnog materijala 484
–, olovna 484
–, pogonski tlak 480
–, proračun debljine stijenke 488, 489
– s kolčakom, čelična 481
– s navojem 481
–, sidrena 28
–, spajanje kolčakom 493
–, – prirubnicom 493
–, – zavarivanjem 491
–, šavna s navojem 481
cijevna konstrukcija, čelična 39
– prirubnica 481
cijevni dio, fazonski 490
– luk, lira 501
– navoj, Whitworthov 84
– spoj 491
– vod 480, 502
– –, ležaj 502
– –, uporište 502
cikloidno ozubljenje 328
cilindrična remenica 272
– tlačna opruga 157
cilindrični bubanj, debljina stijenke 23
– valjni ležaj, oznake 223
– zatik 131
cirkulaciono podmazivanje 200
cjevasta zakovica 73
cjevasto vratilo, centriranje 117

Čavao, zarezni 136
čelična cijev, precizna 482
– – s kolčakom 481
– cijevna konstrukcija 39
čelični opružni elementi spojke 254
čelik za zavarivanje 22
–, zavarivost 14
čelnik 324
–, granični broj zubi 335, 336
–, nulti 333
–, –, s kosim zubima 344
–, opterećenje zuba 359
–, sile 389
čeljusna centrifugalna spojka 264
– kočnica 444
– –, dvostruka 444, 446
– –, jednostavna 444
– –, unutarnja 450
čeoni korak 340
– kut zahvatne crte 345
– rukavac 173
čeono (tupo) elektrootporno zavarivanje iskrenjem 50
– ozubljenje 129
člankasti lanac 301
čvorni lim 63
čvrsti valjni ležaj 224
čvrstoća čelika za vijak i maticu 86
– lijepljenog spoja 60
– oblika vijka, amplituda 100
– – vratila 179
– tarenice, kontaktna 433

Daljinsko uključivanje spojke 259
debljina čeonog zavarenog šava 31
– mazivog uljnog sloja 209
– stijenke bombiranog dna 25
– – cijevi, proračun 488, 489
– – cilindričnog bubnja 23
– uljnog sloja, apsolutna 209
– – –, relativna 210, 218
deformacija vijka i podloge, dijagram 98
deformacioni rad spojke 253
delta brtva 466
desni navoj 84
diferencijal 409
– sa stožnicima 419
diferencijalna pojasna kočnica 452
diferencijalno puzanje 427

dijagram deformacija vijka i podloge 98
dijeljeni klizni ležaj 205
dilatacijska spojka 249
dinamička nosivost valjnog ležaja 231
dinamički faktor zupčanika 359
– moment kočnice 444
– viskozitet 190
dinamičko brtvenje 456
– ekvivalentno opterećenje valjnog ležaja 232
diobena kružnica 332
dizalo 29
dno, bombirano 26
dodirnica bokova zupčanika 328
– profila 328
– –, kut 329
dodirno brtvenje 457, 466, 467
– – dijelova koji se kreću 466, 467
dopunski broj zubi 375
– stožac 374
– – tarenice 425
dopušteni pogonski tlak 480
dopušteno naprezanje remena 276
– trošenje tarenice 437
dosjed, stezni 82
– za ugradnju valjnog ležaja 228
dosjedni vijak 101
držač planetarca 409
duljina bloka opruge 158
– klinastog remena 289
– plosnatog remena 279
– šava 31
– zupčastog remena 299
dupleks kočnica 451
dvoslojni ležaj 207
dvosmjerna pojasna kočnica 452
dvosmjerni aksijalni kuglični ležaj 230
dvostepeni planetarni prijenosnik 415
dvostruka čeljusna kočnica 444, 446
dvostruka kožna manšeta 247

Ekvivalentno naprezanje vijka 107
– – vratila 178
– – zavara 36
– opterećenje valjnog ležaja, dinamičko 232
elastična ploča 91
– spojka 252
elastični prsten 91, 135
– tuljak 102
– vijak 96
elastično puzanje 427
električna kočnica, indukciona 455
elektrolučno zavarivanje 13
– – pritiskom 46
elektromagnetska spojka 261
elektrootporno zavarivanje pritiskom 45
E–puž 392
evoluta 516
evolventa 329
– sferna 373
evolventna kugla 373
evolventne funkcije 516, 518
evolventni zupčasti profil 118
evolventno ozubljenje 329
Eytelweinova jednadžba 266

Faktor čvrstoće *K* materijala za tlačnu posudu 24
– gubitka tarenice 435
– – u cijevi 485, 487
– opterećenja klinastog remena 292
– – plosnatog remena 278
– pomaka brojila 338
– – razmaka osi 342
– prianjanja steznog spoja 80
– raspodjele opterećenja zupčanika 366
– stupnja prekrivanja zupčanika 366
– tvrdoće valjnog ležaja 186
– udara kod lanca 314
– vijeka trajanja lanca 319
– zateznog djelovanja savijanja 179
– zupčanika, dinamički 359
fazonski cijevni dijelovi 490
fiktivni broj zubi 347
fini navoj 84
fiting 481
fleksiona brzina vrtnje 186
– opruga, zavojna 148
frekvencija opruge, vlastita 141
funkcija, evolventna 516, 518

Gallov lanac 301
glava, kuglasta 196
gubici u cijevima, faktor gubitaka 485, 487
globoid 395
grafit 194
granica zašiljenosti 339
granična brzina vrtnje valjnog ležaja 237
granični broj zubi čelnika 335, 336
– – – stožnika 375
greben 19
gubitak snage planetarnog prijenosnika 418
– u cijevi 485, 487
gumena kandža na spojki 255

gumena opruga 166
– –, krutost 168
– – spojke, stožasta 256
gumeni prsten spojke 255
– remen 271

Habanje lanca 302
Hertzovo naprezanje boka zuba 366, 368
hidraulična spojka 260
hidraulički pad 484
hidraulik brtva 468
hidrodinamička teorija podmazivanja 194
hidrodinamički tlak 189
hidrostatski aksijalni ležaj 217
– – –, koeficijent trenja 218
– tlak 189
hiperboloid 391
Hirth–ozubljenje 129

Igličasti ležaj 220, 227
– –, aksijalni 230
indukciona električna kočnica 455
iskoristivost planetarnog prijenosnika 418
– pužnog prijenosnika 395
– tarnog prijenosnika 438
– vijčanika 389
– vijčanog spoja 107
– zupčanika 356
ISO metrički navoj 85
ispitni tlak 480, 490

Jednadžba, Eytelweinova 266
jednohodni navoj 104
jednoslojni ležaj 206
jednostavna čeljusna kočnica 444
– pojasna kočnica 452
jednostavni aksijalni ležaj 216
– planetarni prijenosnik 409

K faktor čvrstoće materijala tlačnih posuda 24
kandža, gumena na spojki 255
kandžasta spajalica remena 272
– spojka 250
kapilarna sila 457
karakteristika brtve 495
– opruge 140
– statičkog opterećenja valjnog ležaja 237
kardanska spojka 251
kavez valjnog ležaja 221
kinematska kružnica 326
– ploha 330
– točka tarenice 428
kinematski omjer zupčanika 326
– pol 326
– viskozitet 191
kit, magnetski 460
– za brtvenje 460
klin, materijal 110
–, obli udubljeni 111
–, plosnati 111
– s nosom 111
–, segmentni 111
– tangencijalni 111
–, uložni 109
–, utjerni 109
–, uzdužni 110
klinasta remenica 285
– –, pomična 286
klinasti remen 283
– –, duljina 289
– –, faktor opterećenja 292
– – nazubljen, široki 285
– –, normalan beskonačan 285
– –, – konačan 285
– –, obuhvatni kut 288
– –, optimalna brzina 288
– –, učestalost savijanja 295
– –, uski beskonačni 283
klinasto vratilo 116
klipni ventil 507
klizanje bokova puža, brzina 394
– – zuba 331
–, modul 142
– remena 268
– steznog spoja, otpor trenja 78
– tarenice, apsolutno 430
–, Morseov 122
konusni klizni ležaj 208
korak, bočni 345
–, čeoni 340
–, normalni 346
– zuba 332
korijen stožnika, nosivost 382
– zuba, opterećenje 360
korozija trenja 81
kosi ventil 506
kovani ventil 506
kovina, ležajna 202
kožna manšeta, dvostruka 247
kožni remen 270
– –, koeficijent trenja 279
K–puž 392

križni remenski prijenos 269
– zglob spojke 251
kruta spojka 249
kruti vijak 101
kruto mazivo 189, 194
krutost gumene opruge 168
– opruge 140
kružnica, diobena 332
– kinematska 326
–, temeljna 329
kugla evolventna 373
kuglasta glava 196
kuglasta spojka, zglobna 252
kuglasti rukavac 173
kuglični ležaj 220
– –, aksijalni dvosmjerni 230
– –, radijalni, samoudesiv 226
– –, –, s naslonom 231
– – s kosim dodirom 232
– –, utorni 221
kut dodirnice profila 329
– nagiba osovine ili vratila 183
– napona zupčanika s kosim zubima 344
–, obuhvatni, klinastog remena 288
–, –, remenice 276
– – crte 329
– – –, normalni 345
– – –, pogonski 337, 342
– zakretanja vratila 185
– – zavojne fleksione opruge 150
kutna brzina ležaja, prijelazna 220, 211
kutni pipac 511
– ventil 505, 507
kvalitet ozubljenja 353
– površinske obrade 78
– zavara 16
– –, specifično 430
– zuba, specifično 332
klizna površina ležaja 198
– – –, višestruka 196
klizni ležaj, dijeljeni 205
– –, konusni 208
– –, površina 198
– –, prirubni 204
– – s tuljkom 205
– – za brtvenje 473
klizno gibanje tarenice, okretno 432
– – –, tangencijalno 439
kočenje, moment 445
–, privedena toplina 448
–, vrijeme 445
kočioni bubanj, temperatura 449
kočna poluga, sila 445
kočnica 442
kočnica, čeljusna 444
–, – dvostruka 444, 446
–, – jednostavna 444
–, – unutarnja 450
–, diferencijalna pojasna 452
–, dinamički moment 444
–, dupleks 451
–, dvosmjerna pojasna 452
–, električna indukciona 455
–, moment opterećenja 444
–, – trenja 444
–, odvedena toplina zračenjem 449
–, pojasna 452
–, –, jednostavna 452
–, –, ovijena 452
–, –, sumarna 452
–, –, unutarnja 452
–, rad trenja 448
–, servo 451
–, simpleks 449
–, snaga trenja 448
– stožasta 454
–, tarna 443
–, vijek trajanja obloge 449
–, vodena vrtložna 454
– sprečavanje gibanja 443
– – zaustavljanje gibanja 443
–, zračna vrtložna 455
koeficijent trenja hidrostatskog aksijalnog ležaja 218
– – kožnog remenja 279
– – u cijevima 487
kohezija medija 457
kolčak 481
– za spajanje cijevi 493
kolutna spojka 249
kompenzacijska spojka 250
kompenzator 501
konični spoj, samokočnost 123
konstrukcija, cijevna, čelična 39
–, nosiva 29
–, rešetkasta 29
kontaktna čvrstoća tarenice 433
kontaktno naprezanje bokova 366
– – tarenica 432
kontaktni pritisak tarenice 429
konični spoj 122
– zatik 131
konus, metrički 122
–, Morseov 122
konusni klizni ležaj 208
korak, bočni 345

Labirintna brtva 244, 245
labirintno brtvenje 244, 245
lakovi za brtvenje, umjetni 460
lamela spojke, sinusna 258
lamelna spojka, sigurnosna 257
lanac, broj članaka 317
–, centrifugalna sila 318
–, člankasti 301
–, faktor udara 314
–, – vijeka trajanja 319
–, Gallov 301
–, habanje 302
–, optočno podmazivanje 313
–, podmazivanje 310
–, – habanjem 311
–, – u uljnoj kupci 311
–, – ubrizgavanjem 303
–, pogonski 301
–, razmak osi 317
–, rastavljivi 301
–, Rotary 302
– sa svornjakom 304
– s tuljkom 302
–, sigurnost protiv loma 318
–, specijalni 302
–, udarna snaga 315
–, ukupna vučna sila 318
–, valjkasti 301
–, vibracije 301
–, vučna sila 317
–, zglobni 301
–, zupčasti 302
lančani prijenos 300
lančanik 306
lećasta zakovica 70
legirano ulje 192
lem, standardni 53
lemljenje, meko 51
–, postupci 51
–, tvrdo 51
lemljeni spoj 51
ležaj, aksijalni bačvasti, samopodesiv 230
–, –, hidrostatski 217
–, –, igličasti 230
–, –, jednostavni 216
–, –, prijelazna kutna brzina 220
–, –, valjni 228, 230
–, apsolutna zračnost 209
–, bačvasti 226
– cijevnog voda 502
–, dvoslojni 207
–, igličasti 220, 227
–, jednoslojni 206
–, klizni, dijeljeni 205
ležaj, aksijalni, prirubni 204
–, –, s tuljkom 205
–, konusni klizni 208
–, kuglični 220
–, – radijalni s naslonom 231
–, – –, samoudesiv 226
–, – s kosim dodirom 232
–, –, utorni 221
–, materijal 200
–, nagibni, segmentni, uporni 217
– od plastične mase 203
–, porast temperature 214
–, relativna zračnost 209
– s čvrstim segmentima, uporni 217
– – višestrukim kliznim površinama 196
–, Sellersov 208
–, snaga trenja 214
–, troslojni 207
–, ugradni 204
–, valjni 220
–, –, cilindrični, oznake 223
–, –, čvrsti 224
–, –, na četiri oslonca 224
–, –, oblikovanje 224
–, –, obodno opterećenje 227
–, –, plan mjera 222
–, –, radijalni 221
–, –, slobodni 224
–, –, statička nosivost 233, 236
–, –, statičko ekvivalentno opterećenje 237
–, –, stožasti 231
–, –, točkasto opterećenje 227
–, –, tolerancije 213
–, –, trajnost 226
–, –, vijek trajanja 231
ležajna kovina 202
ležajni materijal 200
lijepljeni spoj 56
– –, čvrstoća 60
lijevi navoj 84
lim, čvorni 63
limeni nosač 29
lira, cijevni luk 501
lisnata opruga 145
lom radi umornosti 361
luk, cijevni 501
– sprezanja bokova 346
– U 501

Ljuska, stezna 102

Magnetska spojka sa željeznim prahom 263
magnetski kit 460
manšeta, dvostruka kožna 247
– za brtvenje 470
mast, za podmazivanje 189, 193, 198
– – – valjnih ležaja 234
materijal brtve 456
– klina 110
– ležaja 200
– opruge 142
– remena 270
– rukavca 200
– tarenice 439
– –, guma 439
– –, plastika 440
– –, sivi lijev 439
– tlačne posude, faktor čvrstoće K 24
– zakovice 60
matica, pogonski moment okretanja 107
–, standardna 89
– u obliku manšete 93
–, vlačna 93
– za osiguranje 91
– za privarivanje 89
mazalica, Staufferova 198
maziva mast 193
mazivo 189
–, kruto 189, 194
–, plinsko 189
–, tekuće 189
– ulje 192
medij, sile kohezije 457
mehanizam s dva stupnja slobode 409
meka brtva 461
– –, profilna 463
meko lemljenje 51
membranska brtva 478
membranski ventil 507
mesingana cijev 484
Metalluk spojka 264
metrički ISO–navoj 84, 85
– konus 122
minimalna dubina uvijanja matice 94
mješovito trenje 189
modul 333
– plastičnosti 78
– klizanja 142
molibdendisulfid 194
moment kočenja 445
– kočnice, dinamički 444
– na prirubnici 494
– okretanja matice, pogonski 107
– opterećenja kočnice 444
– planetarnog prijenosnika 417
moment pritezanja vijka 97
– spojke, udarni 253
– trenja kočnice 444
Morseov konus 122
multiplikator, planetarni 412

Naboj 458
nagib boka zuba 344
– osovine ili vratila, kut 183
nagibni segmentni uporni ležaj 217
napon, površinski, medija 457
naponski zatik 131
naprezanje bokova, kontaktno 366
– – provrta zakovice 65
– – zuba, Hertzovo 366, 368
– od pritezanja vijka 97
–, odnos 180
– remena, dopušteno 276
– specifičnim pritiskom u provrtu 48
– tarenice, kontaktno 432
– vijka, amplituda 100
– –, ekvivalentno 107
– vratila, ekvivalentno 178
– zavara, ekvivalentno 36
– zuba, savojno 361
nastavak 19
navoj 83
– cijevni, Whitworthov 84
–, desni 84
–, fini 84
–, ISO metrički 84, 85
–, jednohodni 104
–, lijevi 84
–, normalni 84
–, obli 84
–, plosnati 103
–, trapezni 103
–, višehodni 271
navojni zatik 87
navučeni stezni spoj 75
nazivni promjer cijevi 481
– tlak 480
nazuvica 19
nerastavljivo brtvenje 459
Nilos prsten 243
nisko ozubljenje 344
normalni klinasti remen, beskonačni 285
– – –, konačni 285
– korak 346
– kut zahvatne crte 345
– navoj 84
nos klina 111

nosač, limeni 29
– okretne dizalice 41
–, puni 29
–, sandučast 29
nosiva konstrukcija 29
nosivi rukavac 173
nosivost bokova 366
– – stožnika 382
– korijena stožnika 382
– pužnog prijenosnika 398
– stožnika 381
– u odnosu na trošenje 370
– – – – zaribavanje 370
– valjnog ležaja, dinamička 231
– – –, statička 233, 236
– vijčanika 389
N–puž 392
nulti čelnik 333
– – s kosim zubima 344
– par 338
– prijenosnik 333

Njihajuće opterećenje valjnog ležaja 227

Obli navoj 84
– udubljeni klin 111
oblik vijka, amplituda čvrstoće 100
oblikovanje valjnog ležaja 224
obloga kočnice, vijek trajanja 449
–, tarna 258
obodna brzina zupčanika 326
– sila pri dizanju vijka 106
– – (specifična) zupčanika 359, 366
obodno opterećenje valjnog ležaja 227
obuhvatni kut klinastog remena 288
– – remenice 276
odbacivanje ulja prstenom 248
– – žljebovima 248
odbojni ventil 508
odnos naprezanja 180
odstupanje mjera zupčanika, pojedinačno 353
– zupčanika u zahvatu 353
odzračni provrt 247
ogranak remena, slobodni 266
– –, vučni 226
okretni moment spojke, prenosivi 259
– – –, uključivanje 259
okretno klizno gibanje tarenice 432
oktoida 374
oktoidno ozubljenje 374
olovna cijev 484
omjer broja zubi zupčanika 326
opruga 140
–, duljina boka 158
–, gumena 166
–, –, krutost 168
–, karakteristika 140
–, krutost 140
–, materijal 142
–, plosnata 145
–, predopterećenje 161
– prstenasta 124
–, rad 141
– sa sponama 147
– – stremenom 147
–, savojna 140
–, specifična sila 140
–, specifični progib 140
– spojke, stožasta gumena 256
–, tanjurasta 152
–, tlačna 140
–, torziona 151, 152
–, vlačna 140, 161
–, vlastita frekvencija 141
–, zavojna fleksiona 148
–, – –, kut zakretanja 150
opružni čelični elementi na spojki 254
opružno djelovanje 158
opterećenje klinastog remena, faktor 292
– kočnice, moment 444
– korijena zuba 360
– plosnatog remena, faktor 278
– prirubnice 499
– valjnog ležaja, dinamičko, ekvivalentno 232
– – –, njihajuće 227
– – –, obodno 227
– – –, statičko, ekvivalentno 237
– – –, točkasto 227
– zuba čelnika 359
– zupčanika, faktor raspodjele 366
– –, specifično 359
optimalna brzina klinastog remena 288
optočno podmazivanje 200
– – lanca 313
– – valjnog ležaja 241
Orthinghausova spojka 258
osiguranje vijka 90
– – oblikom 91
– – silom 91
osnovni stožnik, radijus 376
osovina 170
–, kut nagiba 183
–, progib 182
otpor trenja klizanja steznog spoja 78

otporno zavarivanje 13
otvoreni remenski prijenos 269
ovijena pojasna kočnica 452
oznake cilindričnih valjnih ležaja 223
ozubljenje, cikloidno 328
–, čeono 129
–, evolventno 329
–, Hirth 129
–, kvalitet 353
–, nisko 344
–, oktoidno 374
–, poloidno 380
– s ravnim bokovima 330
–, visoko 344
–, zakon 325
ozubnica 324, 330
ožljebljena tarenica 422

Pa (Pascal) = 1 N/m² 23
pad, hidraulički 484
par V–MINUS 338
–, nulti 338
–, V–PLUS 338
Pascal (Pa) 23
pero 111
–, segmentno 115
pipac 504, 511
–, kutni 511
–, ravni 511
–, trokraki 511
Pitting 366
plan brzina vrtnje planetarnog prijenosnika 415
– mjera valjnih ležaja 222
planetarac, reaktivne sile na držaču 416
planetarni multiplikator 412
– prijenos sa stožnicima 419
– prijenosnik 409, 417
– –, dvostepeni 415
– –, gubici snage 418
– –, iskoristivost 418
– –, jednostavni 409
– –, moment 417
– –, plan brzina vrtnje 415
– – s dva para zupčanika 413
– –, sile na zubima 416
– –, tipovi 414
– –, višestepeni 415
– –, V–parovi zupčanika 415
– reduktor 412
plastične mase za ležaje 203
plastični materijal tarenice 440
plastičnost, modul 78
plinovi kao maziva 189
plinsko zavarivanje 13
– – pritiskom 45
ploča, elastična 91
–, zupčasta 376
–, zvjezdasto-prstenasta 128
pločica, sigurnosna 135
ploha, kinematska 330
plosnata brtva 461, 463
plosnati klin 111
– navoj 103
– remen, duljina 279
– –, faktor opterećenja 278
plosnato-okrugla zakovica 70
podloška 90
podmazivanje 189
–, automatski uređaj 199
–, cirkulaciono 200
–, hidrodinamičko (teorija) 194
– lanaca 310,313
– – habanjem 311
– – u uljnoj kupci 311
– – ubrizgavanjem 303
– mašću 189, 198
– – valjnih ležaja 234
–, optočno 200
– prstenom slobodnim ili čvrstim 199
– uljem 199
– uranjanjem 199
– –, zupčanika 358
– valjnog ležaja, uljem 240
– – –, –, optočno 241
– – –, uljnom maglom 240
– – –, uranjanjem 241
podnožna visina zuba 334
podrezivanje 335
pogon, trajni 368
–, vremenski, ograničen 368
pogonska snaga zupčanika 357
– tarenica 423
pogonski kut zahvatne crte 337, 342
– lanac 301
– moment okretanja matice 107
– remen, zatezanje 267
– tlak cijevi 480
– – za brtvenje 465
pojasna kočnica 452
– –, diferencijalna 452
– –, dvosmjerna 452
– –, jednostavna 452
– –, ovijena 452
– –, sumarna 452
– –, unutarnja 452
pojedinačno odstupanje mjera zupčanika 353

pokretni vijak 103
pol, kinematski 326
poligoni profil vratila 120
poloidno ozubljenje 380
polukrižni remenski prijenos 269
polumjer zakrivljenja tarenice, reaktivni 433
poluokrugla zakovica 79
pomak profila 337
– –, postrani 380
pomična remenica, klinasta 286
– tarenica 422
poprečni zatik 137
porast temperature ležaja 214
postupak lemljenja 192
–, Tredgaldov 374
potporni rukavac 174
povratna sila spojnog elementa spojke 254
– zaklopka 513
površina (klizna) kliznog ležaja 198
– šava (računska) 32
površinska obrada, kvalitet 78
površinski napon medija 457
– tlak ležaja, srednji 210
P–razmak osi 342
precizna čelična cijev 482
predopterećenje opruge 161
predzatezanje remena 266
– vijka silom 97
prekrivanje bokova, stupanj 346
– profila 343
– pužnog prijenosnika, stupanj 394
– stožnika s kosim zubima, stupanj 379
– – – ravnim zubima, stupanj 379
– vijčanika, stupanj 387
prenosivi okretni moment spojke 259
presjek jezgre vijka 94
prešani stezni spoj 75
pričvrsni vijak 83
prigušna zaklopka 513
prigušni rad 253
– ventil 509
prijeklop, stezni 77
prijelazna kutna brzina ležaja 211
– – – –, aksijalnog 220
prijenos, lančani 300
–, planetarni sa stožnicima 419
–, remenski 265
–, –, križni 269
–, –, otvoreni 269
–, –, polukrižni 269
–, –, prijenosni omjer 275
–, zupčani, prijenosni omjer 325
prijenosni omjer remenskog prijenosa 275
– – tarenice, stvarni 430
prijenosni omjer, virtualni 376
– – zupčanog prijenosa 325
prijenosnik, nulti 333
–, planetarni 409
–, –, dvostepeni 415
–, –, iskoristivost 418
–, –, jednostavni 409
–, –, plan brzina vrtnje 415
–, – s dva para zupčanika 413
–, –, sile na zubima 416
–, –, snaga 417
–, –, tipovi 414
–, –, V–parovi zupčanika 415
–, –, višestepeni 415
–, pužni 391
–, –, iskoristivost 395
–, –, nosivost 398
–, –, sile 395
–, –, stupanj prekrivanja 394
–, standardni 409
–, tarni, iskoristivost 438
–, – s konstantnim prijenosnim omjerom 442
–, –, sila 426
prigušnost, relativna 253
prirubna spojka 249
prirubni klizni ležaj 204
– spoj 19
prirubnica 19
–, cijevna 481
–, opterećenje 499
–, sile i momenti 494
–, slijepa 481
–, spajanje cijevi 493
pritezanje vijka, moment 97
pritisak naležnih površina steznih spojeva 17
– tarenica, kontaktni 429
– u provrtu, naprezanje 48
profil, evolventni zupčasti 118
–, kut dodirnice 329
–, pomak 337
–, prekrivanje 343
–, standardni 330
– vratila, poligoni 120
–, zupčasti trokutasti 118
profilna brtva, meka 463
– –, tvrda 464
– – za brtvenje 463
progib opruge (specifični) 140
– osovine ili vratila 182
proizvedena toplina kod kočenja 448
proklizavanje tarenice 421
prolazni ventil 505
– vijak 102

promjer cijevi, nazivni 481
proračun debljine stijenke cijevi 488, 489
protok rashladnog sredstva 215
– ulja, volumenski 214
provrt, odzračni 247
– za vijak 90
– zakovice, naprezanje bokova 65
prsten, elastični 91, 135
– Nilos 243
– od pusta 242
–, radijalni brtveni 246
– s centrifugalnim djelovanjem 244
– spojke, gumeni 255
– za odbacivanje ulja 248
prstenasta opruga 124
Pulvis spojka 263
puni nosač 29
puštanje u rad spojkom 263
putanja vrha zuba, relativna 335
puzanje, elastično 427
–, diferencijalno 427
– remena 268
–, tangencijalno 424
– tarenice 421
puž A 392
– E 392
– faktor oblika 393
– i pužno kolo 314
– K 392
– N 392
– prijenosnik 391
– –, iskoristivost 395
– –, nosivost 398
– –, sile 395
– –, stupanj prekrivanja 394
pužno kolo i puž 314

Rad opruge 141
–, prigušni 253
– trenja kočnica 448
radijalni brtveni prsten 246
– ležaj, kuglični, s naslonom 231
– –, –, samoudesiv 226
– –, valjni 221
radijus osnovnog stožnika 376
– zakrivljenja boka zupčanika 330
rascjepka 135
rashladno sredstvo, protok 215
rastavljiva spojka 257
rastavljivi lanac 301
rastavljivo brtvenje 461
ravna torziona opruga 151
ravni pipac 511
razmak osi, faktor pomaka 342
– – lanca 317
reaktivan sila na držaču planetarca 416
reaktivni polumjer zakrivljenja tarenice 433
redukcioni ventil 509
reduktor, planetarni 412
regulacioni ventil 505
relativan debljina uljnog sloja 210
– – – – aksijalnog hidrodinamičkog ležaja 218
– prigušnost 253
– putanja vrha zuba 335
– zračnost ležaja 209
remen, beskonačni 280
–, gumeni 271
–, kandžasta spajalica 272
–, klinasti 283
–, –, nazubljeni, široki 285
–, –, normalni, beskonačni 285
–, –, učestalost savijanja 295
–, –, uski, beskonačni 283
–, kožni 270
–, klizanje 268
–, materijal 270
–, pogonski, zatezanje 267
–, predzatezanje 266
–, puzanje 268
–, samozatezanje 266
–, savojna učestalost 280
–, sila 266
–, slobodni ogranak 266
–, spajalica u obliku kuke 272
–, specifična sila 279
–, širina 259
–, vučni ogranak 226
–, zupčasti 295
–, –, duljina 299
–, žičana spajalica 272
remenica, cilindrična 272
–, klinasta 285
–, –, pomična 286
–, slobodna 269
–, stepenasta 269
–, zatezna 266, 270, 281
–, obuhvatni kut 276
remenski prijenos 265
– –, križni 269
– –, otvoreni 269
– –, polukrižni 269
– –, prijenosni omjer 275
rešetkasta konstrukcija 29
rezonancija 185
Rotary lanac 302
rukavac 170

–, čeoni 173
–, kuglasti 173
–, materijal 200
–, nosivi 173
–, potporni 174
–, unutarnji 173
–, uporni 174
rupičavost, sigurnost od rupičavosti 368
rupičenje boka 366

Samokočnost koničnog spoja 123
– pužnog prijenosnika 397
– vijka 106
samopodmazivanje mastima 198
– uljima 198
samoudesiv aksijalni bačvasti ležaj 230
– radijalni kuglični ležaj 226
sandučasti nosač 29
samozatezanje remena 266
satelit 409
–, brzina vrtnje 411
savijanje, faktor zateznog djelovanja 179
savitljivo vratilo 170
savojna opruga 140
– učestalost remena 280
savojno naprezanje zuba 361
segmentni klin 111
– uporni ležaj, nagibni 217
segmentno pero 115
Sellersov ležaj 208
servo kočnica 451
sferna evolventa 373
sidrena cijev 28
sigurnosna pločica 135
– spojka 256
– –, lamelna 257
– – s prekidnim svornjacima 256
sigurnosni ventil 505, 508
sigurnost na izvijanje vijka 108
– protiv loma lanca 318
– – – radi umornosti 361
– – rupičavosti 368
– – umornosti vratila 181
– steznog spoja 79
sila, adsorbciona 457
–, kapilarna 457
– kod tarnog prijenosnika 426
– kohezije medija 457
– na kočnoj poluzi 445
– opruge, specifična 140
– predzatezanja vijka 97
– u remenu 266
sile i momenti koji djeluju na prirubnicu 494
– na čelniku 371
– – prirubnici 494
– – pužnim prijenosnicima 395
– – stožniku 389
– – vijčaniku 388
– – zubima planetarnog prijenosnika 416
silikonski kaučuk za brtvenje 460
simpleks kočnica 449
sintetsko ulje 193
sinusne lamele spojke 258
slavina 504, 511
slijepa prirubnica 481
– zakovica 70
slobodna remenica 269
slobodni ogranak remena 266
– valjni ležaj 224
snaga lanca, udarna 314
– planetarnog prijenosnika 417
– trenja kočnice 448
– – ležaja 214
– – spojke 260
– – tarenice 435, 437
– zupčanika, pogonska 357
Sommerfeldov broj 210
spajalica remena, kandžasta 272
– – u obliku kuke 272
– –, žičana 272
spajanje cijevi kolčakom 493
– – navojem 491
– – prirubnicom 493
– – zavarivanjem 491
specifična obodna sila zupčanika 359, 366
– sila opruge 140
– snaga remena 279
specifični pritisak u provrtu, naprezanje 48
– progib opruge 140
specifično klizanje tarenice 430
– – zuba 332
– opterećenje zupčanika 359
specijalni lanac 302
– naponski zatik 131
spoj, cijevni 491
–, lijepljeni 56
–, konični 122
–, –, samokočnost 123
–, lemljeni 57
–, navučeni stezni 75
–, prešani, stezni 75
–, prirubni 19
– sa steznom glavom 123
–, stezni 75
– –, otpor trenja klizanja 78

spoj, stezni, pritisak naležnih površina 17
– vijčani, iskoristivost 107
–, zakovični 60
–, zavareni 13
spojka, centrifugalna 263
–, čeljusna centrifugalna 264
–, deformacioni rad 253
–, dilatacijska 249
–, elastična 252
–, elektromagnetska 261
–, hidraulična 260
–, kandžasta 250
–, kardanska 251
– koja akumulira energiju 253
– – prigušuje energiju 253
–, kolutna 249
–, –, s gumenim uloščima 255
–, kompenzacijska 250
–, kuglasta zglobna 252
– kruta 249
– lamelna, sigurnosna 257
–, magnetska sa željeznim prahom 263
– Metalluk 264
–, okretni moment uključivanja 259
– Orthinghausova 258
–, povratne sile spojnih elemenata 254
–, prenosivi okretni moment 259
–, prirubna 249
– Pulvis 263
–, rastavljiva 257
– s čeličnim opružnim elementima 254
– – daljinskim uključivanjem 259
– – gumenim kandžama 255
– – – prstenima 255
– – – stožastim oprugama 256
– – jednom tarnom pločom 258
– – križnim zglobom 251
– – prekidnim svornjacima, sigurnosna 256
– sa sinusnim lamelama 258
–, sigurnosna 256
–, snaga trenja 260
–, tarna 257
–, turbohidraulična 264
–, –, Voith–Sinclair 224
–, udarni moment 253
– Vulkan 256
– za puštanje u rad 263
–, zbirna 251
–, zglobna, kuglasta 252
–, zubna sa lučnim zubima 250
spone opruga 147
sprečavanje gibanja, kočnica 443
sprezanje bokova, luk 346
sprežnjaci 28
srednja relativna zračnost ležaja 209
srednji površinski tlak ležaja 210
standardni lemovi 53
standardne matice 89
standardni prijenosnik 409
– profil 330
Staufferrova mazalica 198
startno trenje 188
statička nosivost valjnog ležaja 233, 236
statičko brtvenje 456
– opterećenje valjnog ležaja, ekvivalentno 237
– – – –, karakteristika 237
stepenasta remenica 269
stezna glavina, spoj 132
– ljuska 102
stezni dosjed 82
– prijeklop 77
– spoj 75
– –, prianjanja 80
– –, navučeni 75
– –, prešani 75
– –, pritisak naležnih površina 17
– –, sigurnost 79
stlačiva brtva 468
stojni zatik 136
stožac, dopunski 374
–, –, tarenice 425
–, temeljni 373
stožasta kočnica 454
stožnik 324, 373
–, granični broj zubi 375
–, nosivost 381
–, – bokova 382
–, – korijena 382
– s kosim zubima 378
– – – –, stupanj prekrivanja 379
– – ravnim zubima, stupanj 379
– sa zakrivljenim zubima 378
–, sile 389
stožasti valjkasti ležaji 231
strelasti zupčanik 373
stremen opruge 147
stupanj gubitaka tarenice 435
– prekrivanja bokova 346
– – profila 343
– – pužnog prijenosnika 394
– – stožnika s kosim zubima 379
– – – – ravnim zubima 379
– – vijčanika 387
– – zupčanika, faktor 366
stvarni prijenosni omjer tarenice 430
sumarna pojasna kočnica 452
sunčani zupčanik 409

svorni vijak 87
svornjak 134

Šav, duljina 31
–, (računska) površina 32
–, vrste i oblici 15
šavna cijev s navojem 481
šavno zavarivanje 45
širina elastično deformirane površine tarenice 434
– remena 259
široki nazubljeni klinasti remen 285
štap, težišnica 64
šuplja zakovica 73

Tangencijalni klin 111
tangencijalno klizno gibanje tarenice 439
– puzanje 424
tanjurasta opruga 152
tarenica, apsolutno klizanje 430
–, faktor gubitaka 435
–, dopunski stošci 425
–, dopušteno trošenje 437
–, kinematska točka 428
–, kontaktna, čvrstoća 433
–, kontaktni pritisak 429
–, materijal 439
– od gume 439
– – plastičnog materijala 440
– – sivog lijeva 439
–, okretno klizno gibanje 432
–, ožljebljena 422
–, pogonska 423
–, pomična 422
–, prijenosni omjer stvarni 430
–, proklizavanje 421
–, puzanje 421
–, reaktivni polumjer zakrivljenja 433
–, snaga trenja 435, 437
–, specifično klizanje 430
–, stupanj gubitaka 435
–, širina elastično deformirane površine 434
–, tangencijalno klizno gibanje 439
–, trenje bušenja 429
– u obliku kružne ploče 424
– – – stošca 424
– – – valjka 424
–, vijek trajanja 437
–, vrijeme trošenja 436
tarna kočnica 443
– obloga 258
tarenica, ploča spojke 258
– ploča spojke 258
– spojka 257
tarni prijenosnik s konstantnim prijenosnim omjerom 442
– – – mogućnošću kontinuirane promjene prijenosnog omjera 424
– –, sila 426
– varijator 440
tekuće mazivo 189
– trenje 189
teleskopsko vratilo 252
temeljna kružnica 329
temeljni stožac 373
temperatura kočionog bubnja 449
teorija podmazivanja, hidrodinamička 194
težišnica štapa 64
tipovi planetarnih prijenosnika 414
tjelešca, valjna 221
tjemena visina zuba 334
– zračnost 334
tlačna opruga, cilindrična 157
tlak, bočni, matice 108
–, –, pera 118
– cijevi, pogonski 480
–, hidrodinamički 189
–, hidrostatički 189
–, ispitni 480, 490
– ležaja, srednji, površinski 210
– matice, bočni 108
–, nazivni 480
–, pogonski, dopušteni 480
tlačna opruga 140
točkasto opterećenje valjnog ležaja 227
– zavarivanje 45, 46
tolerancija valjnog ležaja 213
– zupčanika 354
torziona brzina vrtnje 187
– opruga 152
– –, ravna 151
trajni pogon 368
trajnost valjnog ležaja 226
trapezni navoj 103
Tredgoldov postupak 374
trenje 188
– bušenja tarenice 429
– čvrstog tijela 188
– gibanja 188
– između zubi zupčanika 356
– klizanja 188
– – steznog spoja 78
– kočnice, moment 444
– –, snaga 448
–, korozija 81
– kožnog remena, koeficijent 279

trenje kotrljanja 188
– ležaja, snaga 214
– mirovanja 188
–, mješovito 189
–, stàrtno 188
–, tekuće 189
– valjanja 188
– zaustavljanja 188
trokraki pipac 511
trokutasti zupčasti klin, profil 118
troslojni ležaj 207
trošenje tarenice, dopušteno 437
tuljak, elastični 102
–, uložni 88
– za klizni ležaj 205
tupo elektrootporno zavarivanje 45
– – – iskrenjem 50
turbohidraulična spojka 264
tvrdo lemljenje 51
tvrda brtva 461
– –, profilna 464

U luk 501
ublažavanje udara 254
učestalost savijanja klinastog remena 295
udar, ublažavanje 254
udarna snaga lanaca 315
udarni moment spojke 253
udubljeni klin, obli 111
uglačavanje 77
ugradni ležaj 204
ulje, legirano 192
–, mazivo 192
uljni sloj, apsolutna debljina 209
uključivanje spojke, daljinsko 259
ukupna vučna sila lanca 318
uložni klin 109
– tuljak 88
ultrazvučno zavarivanje 45
ulje, odbacivanje žljebovima 248
–, podmazivanje 199
–, – valjnog ležaja 240
–, samopodmazivanje 198
–, sintetsko 193
–, volumenski protok 214
uljni sloj, relativna debljina 210, 218
umjetni lakovi za brtvenje 460
umornost, sigurnost protiv loma 361
– vratila, sigurnost 181
unutarnja čeljusna kočnica 450
– pojasna kočnica 452
unutarnje ozubljenje zupčanika 331
unutarnji rukavac 173
uporište cijevnog voda 502
uporni ležaj s čvrstim segmentima 217
– –, nagibni, segmentni 217
– rukavac 174
uređaj za podmazivanje, automatski 199
uski beskonačni klinasti remen 283
uskočnik 135
utični vijak 88
utjerni klin 109
utorni kuglični ležaj 221
uvijanje matice, minimalna dubina 94
uzdužni klin 110
– zatik 137

Valjanje bokova zuba 331
valjkasti lanac 301
– ležaj 220
valjna tjelešca 221
valjni ležaj, aksijalni 228, 230
– –, cilindrični, oznake 223
– –, čvrsti 224
– –, dinamičko ekvivalentno opterećenje 232
– –, dosjedi za ugradnju 228
– –, faktor tvrdoće 186
– –, granična brzina vrtnje 237
– –, karakteristika statičkog opterećenja 237
– – na četiri oslonca 224
– –, nosivost, dinamička 231
– –, njihajuće opterećenje 227
– –, oblikovanje 224
– –, optočno podmazivanje 241
– –, plan mjera 222
– –, podmazivanje uljem 240
– –, – uljnom maglom 240
– –, – uronjavanjem 241
– –, radijalni 221
– – s kavezom 221
– –, slobodni 224
– – opterećen točkasto 227
– –, statička nosivost 233, 236
– –, statičko ekvivalentno opterećenje 237
– –, vijek trajanja 231
– –, tolerancija 213
– –, trajnost 226
valjkasti ležaj, stožasti 231
varijator, tarni 440
V–čelnik s kosim zubima 347
ventil 504
–, brzozatvarajući 505, 509
–, klipni 507
– koji djeluje u slučaju loma 509

ventil, kosi 506
–, kovani 506
–, kutni 505, 507
–, membranski 507
–, odbojni 508
–, redukcioni 509
–, regulacioni 505
–, prigušni 509
–, prolazni 505
–, sigurnosni 505, 508
– za promjenu smjera gibanja 505
–, zaporni 505, 509
vibracija lanca 301
vijak, amplituda naprezanja 100
–, dosjedni 101
–, ekvivalentno naprezanje 107
–, elastični 96
– i matica, čvrstoća čelika 86
–, kruti 101
–, moment pritezanja 97
–, naprezanje od pritezanja 97
–, osiguranje 90, 91
–, pokretni 103
–, presjek jezgre 94
–, pričvrsni 83
–, prolazni 102
–, provrt 90
– s glavom 87
–, samokočnost 106
–, sigurnost na izvijanje 108
–, sila predzatezanja 97
–, svorni 87
–, utični 88
– za zavarivanje, završetak 87
–, završetak 88
vijčani spoj, iskoristivost 107
vijčanik 386
–, iskoristivost 389
–, nosivost 389
–, sile 388
–, stupanj prekrivanja 387
vijek trajanja lanca, faktor 319
– – obloge kočnice 449
– – tarenica 437
– – valjnog ležaja 231
visina zuba, podnožna 334
– –, tjemena 334
virtualni broj zubi 375
– prijenosni omjer 376
viskozitet, dinamički 190
–, kinematski 326
visoko ozubljenje 344
višeslojni remen 271
višestepeni planetarni prijenosnik 415
viševojni navoj 104
vlačna matica 93
– opruga 140, 161
vlastita frekvencija opruge 141
V–MINUS par 338
V–NULTI bokovi 337
vod, cijevni 480, 502
Voith–Sinclair turbohidraulična spojka 264
volumenski protok ulja 214
– – – hidrostatskog aksijalnog ležaja 218
V–par zupčanika planetarnog prijenosnika 415
V–PLUS par 338
vratilo 170
–, brtvenje 472
–, čvrstoća oblika 179
– ekvivalentno naprezanje 178
–, klinasto 116
–, kut nagiba 183
–, kut zakretanja 185
–, poligoni profil 120
–, progib 182
–, savitljivo 170
–, sigurnost protiv umornosti 181
– teleskopsko 252
–, zupčasto 118
V–razmak osi 342
vreteno 103
vrh zuba, zašiljenost 337
vrijeme kočenja 445
– trajanja punog opterećenja zupčanika 369
– trošenja tarenice 436
vremenski ograničeni pogon 368
vrst i oblik šava 15
– spoja zavara 16
vrtložna vodena kočnica 454
– zračna kočnica 455
vučna sila lanca 317
– – –, ukupna 318
vučni ogranak remena 226
Vulkan spojka 256

Whitworthov cijevni navoj 84

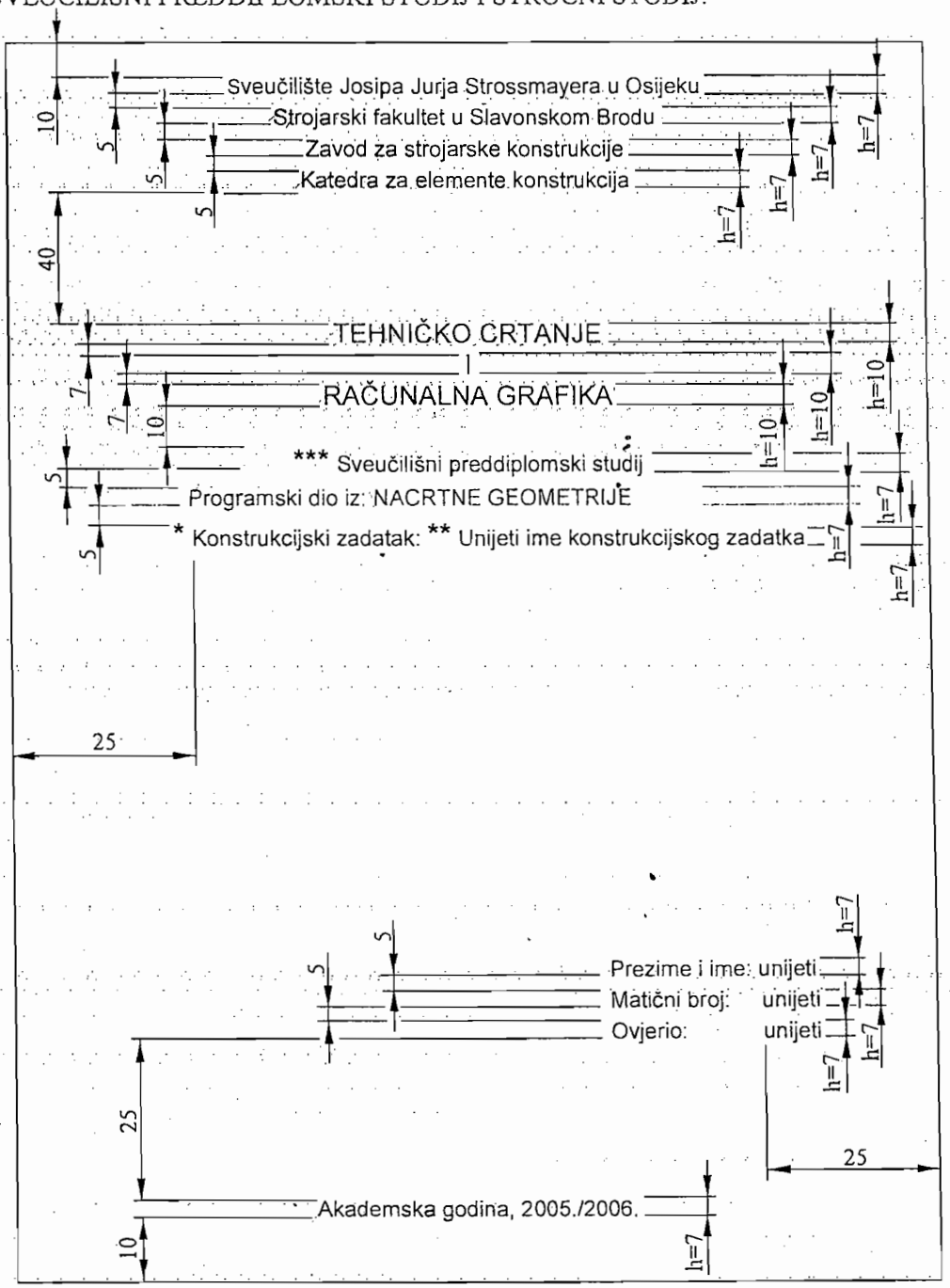
Zahvatna crta, bočni kut 345
– –, čeoni kut 345
– –, kut 329
– –, normalni kut 345
– –, pogonski kut 337, 342
– – zupčanika 328

zaklopka 504, 512
–, povratna 513
–, prigušna 513
zakon ozubljenja 325
zakovica, cjevasta 73
–, lećasta 70
–, materijal 60
–, naprezanje bokova provrta 65
–, plosnato-okrugla 70
–, poluokrugla 79
– s eksplozivom 70
– – poluokruglom glavom 72
– – upuštenom glavom 72
–, slijepa 70
–, šuplja 73
–, završna glava 61
zakovični spoj 60
zakretanje vratila, kut 185
zakrivljenje boka zupčanika, radijus 330
zatega 28
zaporni ventil 505, 509
zaptivnost 457
zarezni čavao 136
zasječni zatik 132
zasun 504
– s aksijalno nepomičnim vretenom 510
– – – pomičnim vretenom 510
– – krutim jednodjelnim zapornim tijelom 510
– – podesivim višedjelnim tijelom 510
– sa zapornim klinom 509
zašiljenost 339
– vrha zuba 337
zatezanje pogonskog remena 267
zatezna remenica 266, 270, 281
zatezno djelovanje savijanja, faktor 179
zatik, cilindrični 131
–, konični 131
–, naponski 131
–, –, spiralni 131
–, navojni 87
–, pomični 137
– s navojem 88
–, stojni 136
–, uzdužni 137
– za zakivanje 74
–, zasječni 136
– zglobni 136
zaustavljanje gibanja, kočnica 443
zavar, ekvivalentno naprezanje 36
–, kvalitet 16
–, vrste spojeva 16
zavareni spoj 13
– šav, čeoni, debljina 31
zavarivanje, bradavičasto 45, 49
–, čelici 22
–, elektrolučno 13
–, –, pritiskom 46
– elektronskim snopom 13
–, elektrootporno, pritiskom 46
– iskrenjem 50
–, otporno 13
– plazmom 13
–, plinsko 13
– –, pritiskom 45
–, spajanje cijevi 491
– svjetlosnim snopom 13
–, šavno 45
– talenjem 13
–, točkasto 45, 46
–, tupo, elektrootporno 45
–, –, –, iskrenjem 50
–, ultrazvučno 45
zavarivost čelika 14
zavojna fleksiona opruga 148
– – –, kut zakretanja 150
završetak vijka 88
– – za zavarivanje 87
završna glava zakovice 61
zbirno odstupanje zupčanika 353
zglobna spojka 251
– –, kuglasta 252
zglobni lanac 301
– zatik 136
zračenjem odvedena toplina kočnica 449
zračna kočnica, vrtložna 455
zračnost, bočna 334
– uzmeđu zuba 332
– ležaja, apsolutna 209
– –, relativna 209
– –, srednja, relativna 209
– tjemena 334
zub čelnika, opterećenje 359
–, tjemena visina 334
–, zračnost među zubima 332
zubi, korak 332
– stožnika, kosi 378
– –, zakrivljeni 378
zubna spojka s lučnim zubima 250
zupčani prijenos, omjer 325
zupčanik 324
–, bučnost u radu 400
–, centralni 409
–, dinamički faktor 359
–, dodirnica bokova 328
–, faktor stupnja prekrivanja 366
–, iskoristivost 356
–, kinematski omjer 326

zupčanik s kosim zubima, kut napona 344
–, obodna brzina 326
–, podmazivanje uronjavanjem 358
–, pogonska snaga 357
–, pojedinačno odstupanje mjera 353
– s helikoidalnim zubima 344
– – lučnim zubima 373
– – unutarnjim ozubljenjem 331
–, specifična obodna sila 359, 366
–, specifično opterećenje 359
– strelasti 373
–, sunčani 409
–, tolerancije 354
–, trenje među zubima 354, 356
– u zahvatu, odstupanje 353
–, vrijeme trajanja punog opterećenja 369
zupčanik, zahvatna linija 328
–, zbirno odstupanje 353
zupčasta ploča 376
zupčasti lanac 302
– profil, evolventni 118
– remen 295
– remen, duljina 299
zupčasto vratilo 118
– –, centriranje 118
zvjezdasto-prstenasta ploča 128

Žičana spajalica remena 272
žljebovi za odbacivanje ulja 248

Izgled naslovnice za predaju konstrukcijskih zadataka iz Tehničkog crtanja i računalne grafike za SVEUČILIŠNI PREDDIPLOMSKI STUDIJ I STRUČNI STUDIJ:



Napomene:
- 1 x A4 - Napraviti naslovnicu programskog dijela (bez * i **)
- 1 x A4 - Napraviti naslovnicu konstrukcijskog zadatka (sa *, ** i ***)
- Svaka naslovnica ide u svoju "košuljicu" prema uputama sa vežbi
- Na mjestu *** studenti koji su sa Stručnog studija pišu:Stručni studij.
- * (Konstrukcijski zadatak), ** (Ime konstrukcijskog zadatka), *** (Sveučilišni preddiplomski studij / Stručni studij).
- U slučaju bilo kakve nejasnoće može se obratiti: Doc.dr.sc. Željku Ivandić i dipl.ing.stroj. Mirku Karakašić.